

クロスフロー水車の低流量運転における効率向上

著者	國分 清
発行年	2013-12
学位授与年度	平成25年度
学位授与番号	17104甲工第361号
URL	http://hdl.handle.net/10228/5295

クロスフロー水車の 低流量運転における効率向上

2013 年 12 月

國分 清

目次

第 1 章 序論	6
1.1 本研究の背景	7
1.1.1 水力発電の現状	7
1.1.2 水力発電の重要性.....	9
1.1.3 新たな水力発電の可能性.....	11
1.1.4 今後の水力発電開発の方向性.....	14
1.2 水車の分類.....	18
1.3 クロスフロー水車の概要と先行研究.....	21
1.3.1 従来のクロスフロー水車の概要	21
1.3.2 クロスフロー水車の先行研究.....	27
1.4 クロスフロー水車を取り巻く現状と課題.....	32
1.5 本研究の目的と意義	35
1.6 本論文の概要	36
第 2 章 モデルクロスフロー水車の設計	38
2.1 緒言.....	39
2.2 先行研究に基づく設計.....	39
2.2.1 ノズル	39
2.2.2 ランナ	42
2.3 性能確認	44
2.3.1 実験ループ	44
2.3.2 性能測定方法.....	46
2.3.3 変落差特性	48
2.4 ノズル形状の変更.....	51
2.5 供試モデルクロスフロー水車.....	56
2.5.1 ノズル B を用いた水車全体図.....	56
2.5.2 内部流れの測定方法	58
2.6 結言.....	68
第 3 章 効率向上に向けた改善点の抽出	69
3.1 緒言.....	70

3.2 ランナまわりの流れ	70
3.2.1 Section 1 の流れ	70
3.2.2 Section 2 の流れ	75
3.2.3 Section 3 の流れ	79
3.2.4 循環流れの様子	82
3.3 流線毎の仕事率	83
3.4 効率低下となる原因の抽出	87
3.5 改善策の提案	90
3.6 結言	93
第 4 章 インナーガイドの効果.....	94
4.1 緒言	95
4.2 インナーガイドの形状	95
4.3 インナーガイドの効果	97
4.3.1 取り付け角度による効率の変化	97
4.3.2 流れの様子	102
4.3.3 効率の評価	106
4.3.4 性能改善の可能性	107
4.4 結言	108
第 5 章 ガイドベーンの改良による効率向上の試み.....	109
5.1 緒言	110
5.2 整流板の設計と検討	110
5.3 整流板の効果	115
5.4 整流板 A による流れの改善	119
5.5 結言	124
第 6 章 実用化に向けた準備	125
6.1 緒言	126
6.1.1 整流板の準備	126
6.1.2 取付角の制御	130
6.2 結言	139
第 7 章 結論	140
7.1 本研究で得られた結果	141
7.2 将来への展望	144
7.3 実機水車の紹介	145

謝辭.....	148
参考文献.....	150

記号

以下に主な記号を定義する.

B	: ランナ流路幅	図 2-10 参照
D_1	: ランナ外径	
GO	: ガイドベーン開度	
H	: 有効落差	
N_{11}	: 単位回転速度	$N_{11}=nD_1/H^{1/2}$ [m,min ⁻¹]
P	: 出力	
P_{11}	: 単位出力	$P_{11}=P/D_1BH^{3/2}$ [m,kW]
Q	: 流量	
Q_{11}	: 単位流量	$Q_{11}=Q/(D_1 B H^{1/2})$ [m,m ³ /s]
v_θ/u_1	: 周速比	図 3-3(e) 参照
k	: 周速度係数	式 (2.1) 参照
n	: ランナ回転速度	
u	: 周速度	
v	: 絶対速度	
w	: 相対速度	
α	: 絶対流れ角	図 2-11 参照
β	: 相対流れ角	

ε : 仕事率 式 (3.1) 参照

η/η_{max} : 相対効率

θ_{ig} : インナーガイド取付角

第1章 序論

1.1 本研究の背景

1.1.1 水力発電の現状

我が国はアジア・モンスーン地域に位置し潤沢な降水に恵まれ、また国土の約 7 割が山地からなり、脊梁山脈が列島を縦貫している。また、世界的にみても豊かな流量を有する急勾配の河川が山間地から扇状地、沖積平野を経て海に注いでおり、水量と落差に依存する水力発電の利用に適した気象と地形条件[図 1-1]を有している。

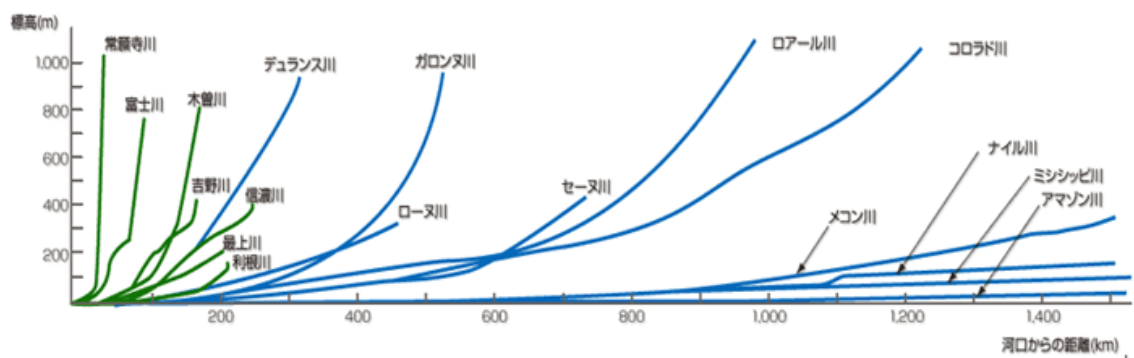


図 1-1 各国における河川勾配の比較^[1]

1878 年に英国で建設されたのが世界で最初の水力発電所とされるが、国内でも 1891 年には琵琶湖疏水を利用した蹴上発電所が京都で発電を開始した^[2]。これが国内の商業発電所第 1 号で、世界的にも初期の水力発電所の 1 つに数えられており、我が国は水力発電の歴史を 100 年以上有することになる。戦後の復興期にあたる 1950 年代には、水力発電が日本の電力供給の 70～80%を担うまで

になっており、我が国は恵まれた水力エネルギーを利用する水力発電先進国だった。

しかし、その後高度経済成長期を迎え、ますます電力消費量が高まる中、もはや大規模な水力発電所は建設し尽くされてしまい、発電の主力は火力、原子力となり、現在の水力発電は全発電電力量の約 8%を占めるにすぎない[図 1-2]。

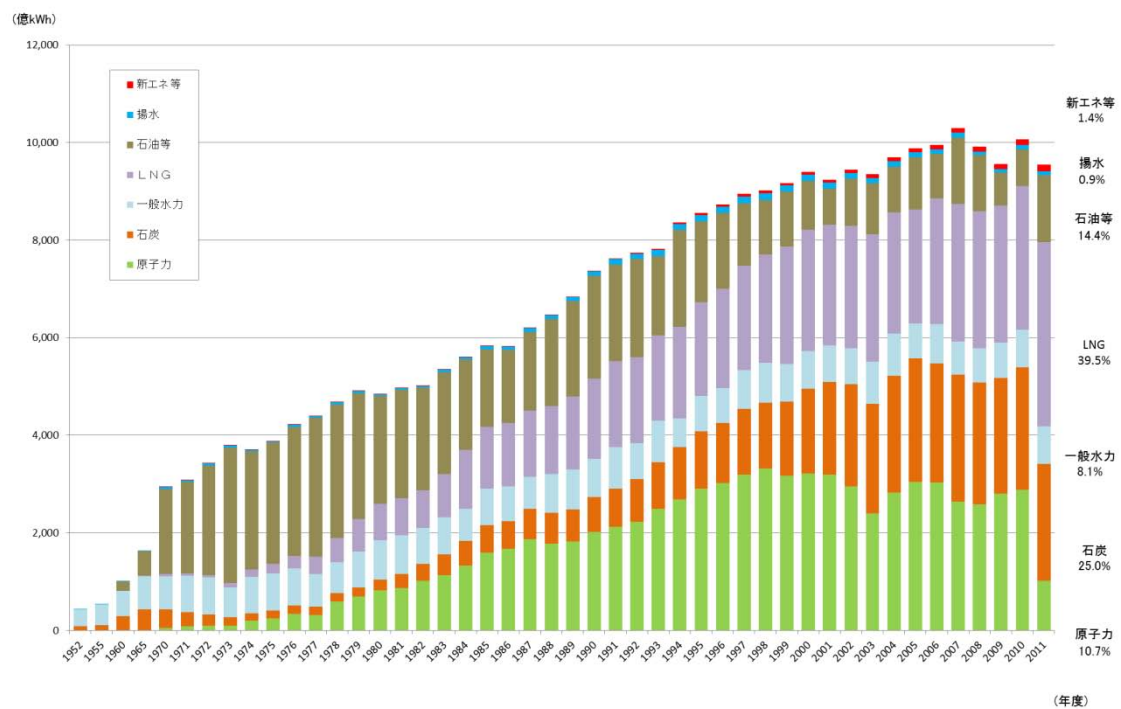


図 1-2 日本における一般使用電力発電量の変遷^[3]

1.1.2 水力発電の重要性

地球環境保全の1つである温暖化防止の対応として、発電においても二酸化炭素に代表される温室効果ガス排出量の削減が求められており、クリーンエネルギー開発の必要性の高まりとともに、水力発電が再び注目されている。

水力発電は発電過程においてCO₂を排出しないため[図 1-3]、化石燃料による発電を行った場合と比較して年間約7,000万トンのCO₂排出を抑制していることになり、この値は日本全体のCO₂排出量の約6%に相当する^[4]。

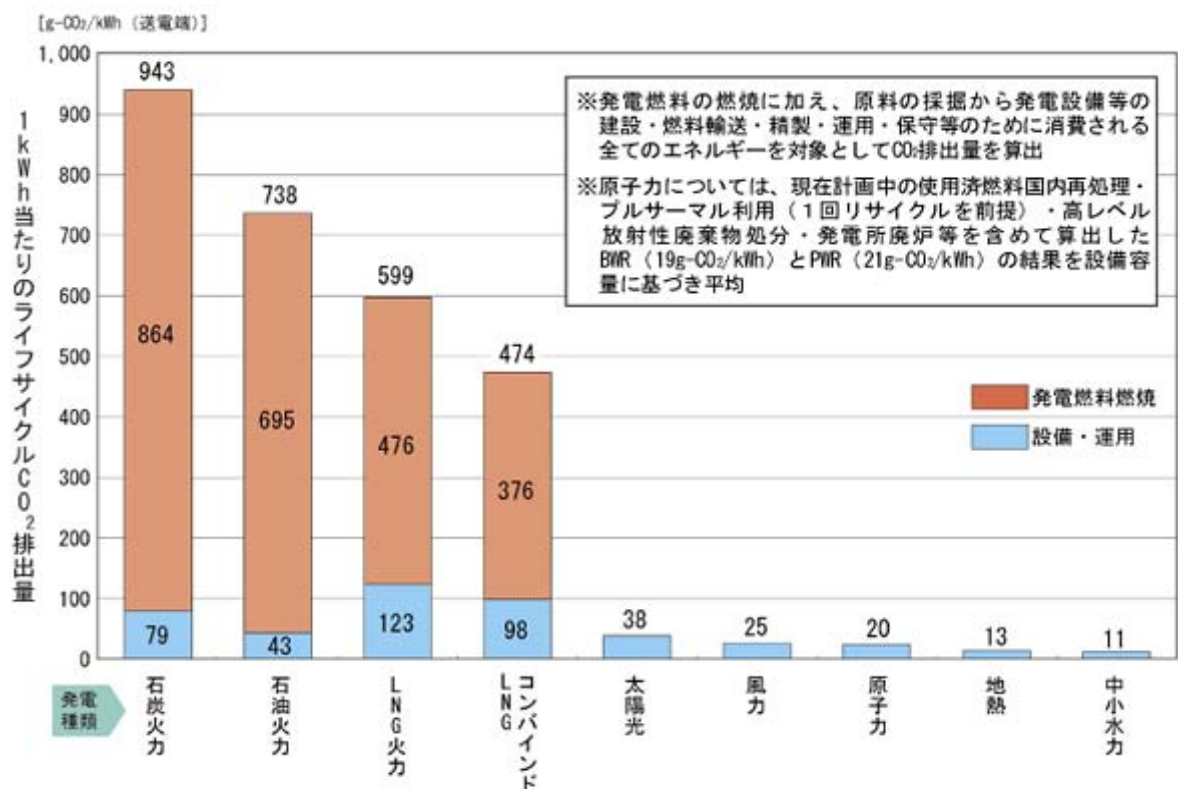


図 1-3 発電方式の違いによる CO₂ 排出量の比較^[5]

また、水力発電は他の電源と比較して非常に短い時間で発電開始が可能であり、出力調整が可能（流れ込み式等を除く）であることから、電力需要の変化に対応しやすいという特徴がある。電力の消費は、季節によっても、また、1日のなかでも昼間と夜間では大きな差がある。このような電力消費の変化に対応し、安定した質の高い電気とするために、各種電源をバランス良く組み合わせで発電が行うことを電源のベストミックスといい、水力発電はこの一翼を担っている。

水力発電は、再生可能エネルギーとして注目を集めている太陽光や風力と比べて気象の変化に対して安定した発電が可能であるとともに、負荷追従性に優れていることから、今後の電力システムの安定を図る上で重要な柱となる可能性があり、多面的な研究開発により、様々な形式の水車の準備が望まれる。

1.1.3 新たな水力発電の可能性

石油に代表される化石燃料は、将来枯渇することが危惧されているため、代替エネルギーとして太陽光や風力等の再生可能エネルギーの積極的な導入が進められ、水力発電においても新規導入について様々な可能性が検討されている。

我が国は豊富な水量と急勾配の河川に恵まれているものの、高落差で流量の多い地点におけるダム式の大規模発電所は未開発の適地が少なくなり、環境破壊も懸念されるため新規建設は難しい。しかし、起伏に富む国土は豊かな水力エネルギーが潜在的に存在し、少水量でもダム無しで落差が取れる中小水力の適地が多く、環境省の調査では、全国の河川部には約 2 万地点に及ぶ開発余地があるとされている[図 1-4]。

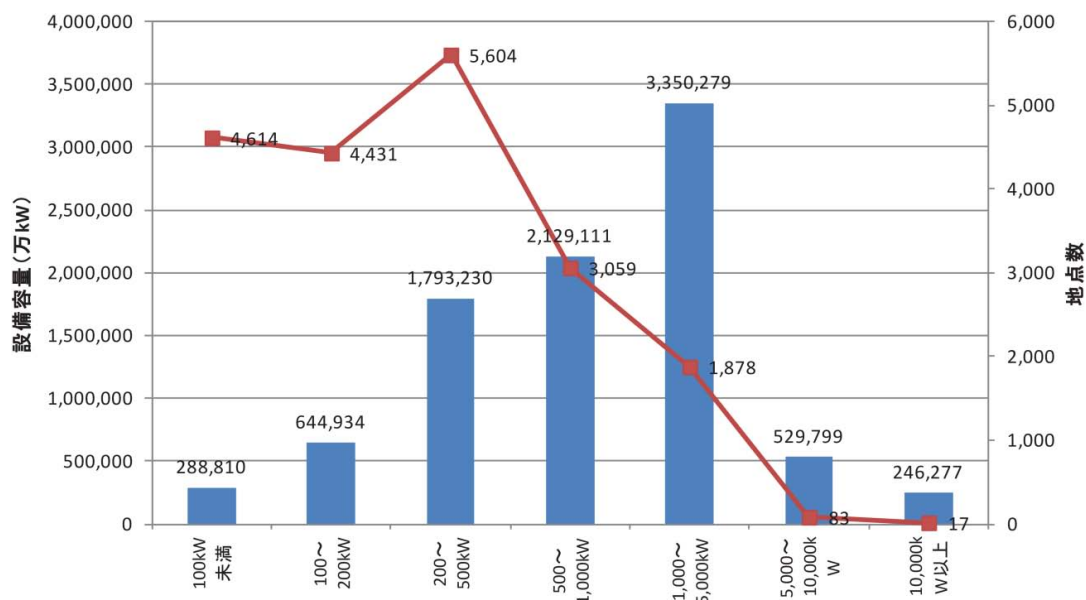


図 1-4 日本における中小水力の開発余地^[6]

この開発余地の設備容量は、原子力発電 14 基分の 1,400 万 kW に相当することから再び注目が集まっており、電気事業者による新エネルギー等の利用に関する特別措置法（2003 年施行，2012 年廃止）や新エネルギー利用等の促進に関する特別措置法の施行令改正（2008 年）等により，出力 1,000kW 以下の水力発電の一部が新エネルギーとされ，導入の促進や開発の検討が図られるようになった。

水力発電は，日本の電力業界においては厳密な定義ではないが出力規模によって表 1-1 のように分類されており，前述の出力 1,000kW 以下の水力は，ミニ水力，マイクロ水力及びピコ水力に該当する。

表 1-1 出力規模による分類^[7]

名称	出力規模
大水力（large hydropower）	100,000 kW 以上
中水力（medium hydropower）	10,000 kW ～ 100,000 kW
小水力（small hydropower）	1,000 kW ～ 10,000 kW
ミニ水力（mini hydropower）	100 kW ～ 1,000 kW
マイクロ水力（micro hydropower）	100 kW以下
ピコ水力（pico hydropower）	10 kW 以下

水力発電設備の1箇所当たりの出力が低下するとともに、導入可能な地点数が急激に増加する可能性を示した研究^[8]があることなどから、環境省の調査結果は過小推計ではないかという指摘があり^[9]、マイクロ水力やピコ水力の潜在性については、より詳細な調査が必要な状況と考えられる。

1.1.4 今後の水力発電開発の方向性

水力発電は、立地条件によって落差を得る方式が異なり表 1-2 のように分類される。また、水の利用方式の違いにより表 1-3 のように分類される。

表 1-2 落差を得る方式による分類^[10]

名称	落差を得る方式
水路式	川の上流の堰から水を取り入れ、水路により落差が得られるところまで水を導き発電する方式。
ダム式	川にダムを築造し、ダムの貯留した水の高さによって落差を得てダム直下で発電する方式。
ダム水路式	ダムの貯留した水を水路によって落差が得られるところまで導き、発電する方式。
その他	農業用水路、砂防堰堤、上下水道施設等の既設設備の遊休落差や流水を利用して発電する方式。

表 1-3 取水方式による分類^[10]

名称	水の利用方式
流れ込み式	河川水を貯留することなく，そのまま利用．
調整池式	河川水を 1 日から 1 週間程度，調整容量の池に貯留し，電力需要に合わせ水量を調整しながら発電．
貯水池式	河川水を年間の変動調整が可能な大容量の池に貯留し，電力需要に合わせ水量を調整しながら発電．
揚水式	夜間の余剰電力を用いて水を上部の池にポンプで組み上げ，昼間の電力ピーク時に発電．

水力発電設備を新設する場合の費用割合は一般に，電気機械設備工事が 3 割で土木設備工事が 7 割である．既存施設を利用する条件においては，土木設備を改修して流用できるため，投資を安く抑えられるケースがほとんどであり，発電事業の収益性は高くなる．

このような背景から，これからの水力発電では，表 1-2 の“その他”に分類されるような既存施設を利用する方式が注目されている．既存施設の利用とは，農業用水，砂防堰堤の渓流水，上下水道水及びダムからの河川維持放流水等の遊休落差による発電であり，既存施設に小規模な発電設備を設置することにより水力エネルギーを回収することを目的として開発が進められるようになってきている．

既存施設を利用した発電設備となるため、同様の設備を新設した場合と比較すると地形の改変を最小限に抑えることができ、使用する水量も少ないことから河川水質や水生生物等の周辺生態系に及ぼす影響が小さい。

また、小規模な設備であるため、短期間の建設が可能であり、施設構造の工夫次第では維持管理が容易に行える利点もある。電気事業法の改正（1995 年）によって出力 10kW 未満の設備は一般電気工作物とみなされ、保安設備内容届けや電気主任技術者義務の必要性がなく一層既存設備が活用され易くなっている。

2012 年 7 月 1 日に開始された再生可能エネルギー固定価格買取制度は、既存施設を利用した発電設備の設置をさらに加速させている。当該制度は、再生可能エネルギー源（太陽光、風力、水力、地熱、バイオマス）を用いて発電された電気を国が定める価格で一定期間電気事業者が買い取ることを義務付けるものである。水力発電においては買取の対象を 30,000kW 未満の“中小水力”とし、買取価格は 200kW 未満を 35.7 円/kWh、200kW 以上 1,000kW 未満を 30.45 円/kWh、1,000kW 以上 30,000kW 未満を 25.2 円/kWh の 3 段階に設定している（表 1-4）。出力が小さい程、買取価格が高く設定されているため、小規模な発電設備に配慮された制度となっている。

表 1-4 出力による調達価格と期間の分類

調達区分	1,000kW 以上未満 30,000kW 未満	200kW 以上未満 1,000kW 未満	200kW 未満
調達価格	25.2 円/kWh	30.45 円/kWh	35.7 円/kWh
調達期間	20 年間	20 年間	20 年間

1.2 水車の分類

水車は水のエネルギーを機械エネルギーに変換する原動機であり，水のエネルギーの利用形態によって形式が分類される．水車の分類を図 1-5 に示す．速度エネルギーを衝動力に変換して利用するものは衝動形，速度エネルギーと圧力エネルギーの和を反力に変換して利用するものは反動形と呼称される．

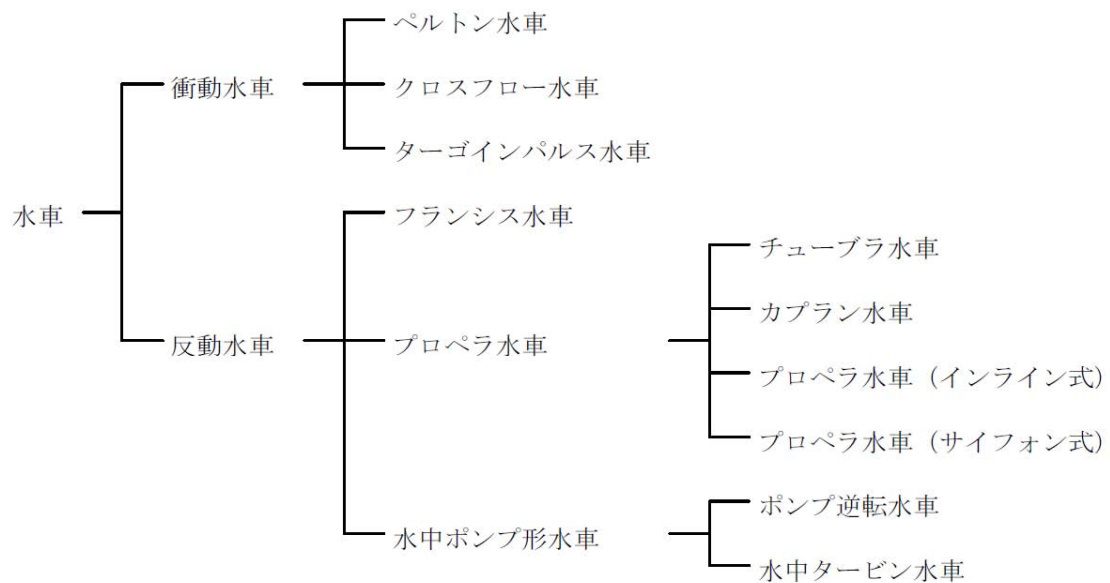


図 1-5 水車の分類

また，水車の形式は有効落差と使用水量から普通図 1-6 の範囲で選定させて，高落差，小流量にはペルトン水車，低落差，大流量にはプロペラ水車，その間の落差，流量にはフランシス水車が摘要される．ペルトン水車は，水をノズルから噴出させてその運動エネルギーによりバケットを回転させるもので，17～700mの高落差に適した衝動形水車である[図 1-7 参照]．フランシス水車は，固

定羽根のランナをもつ反動水車で、落差 10～300m の広範囲に使用され、わが国の水車の約 80% がこの水車である[図 1-8 参照]。プロペラ水車は、落差 20～70m に適用される高比速度の水車である。立軸可動羽根のプロペラ水車はカプラン水車と呼ばれ、低落差・大流量の水力発電所で広く用いられている[図 1-9 参照]。

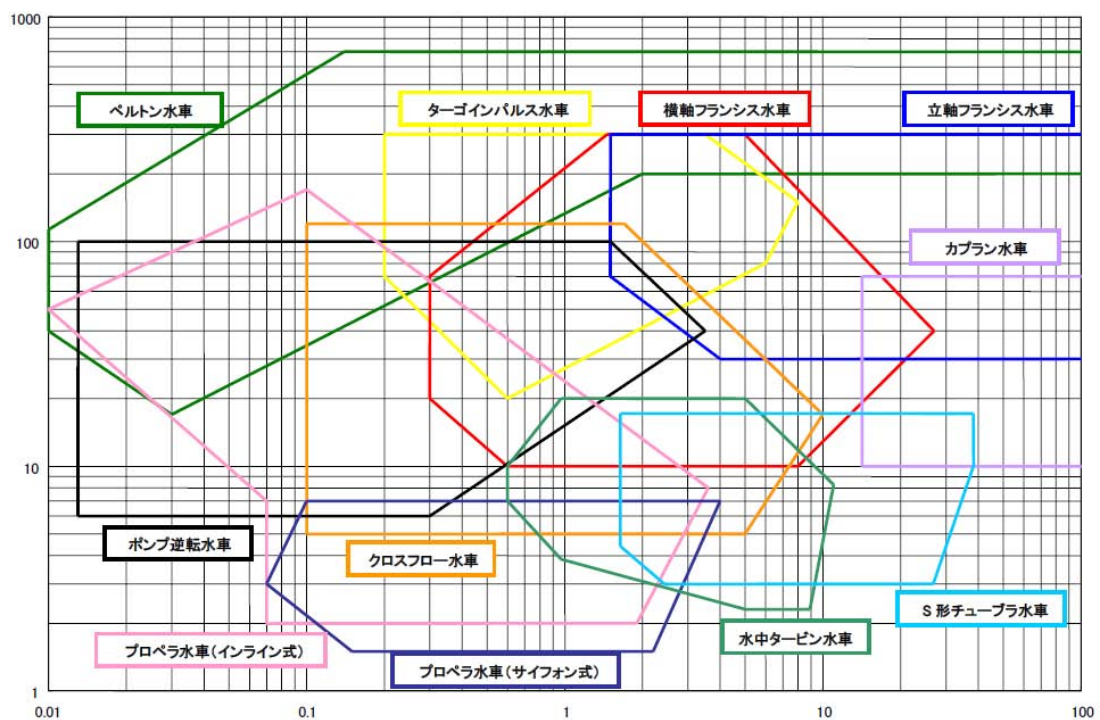


図 1-6 水車の選定チャート^[11]

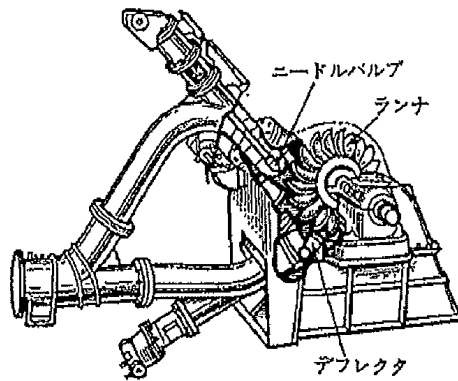


図 1-7 ペルトン水車

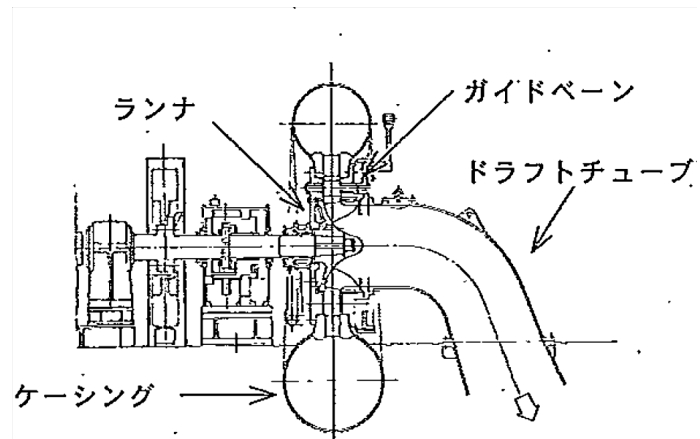


図 1-8 フランシス水車

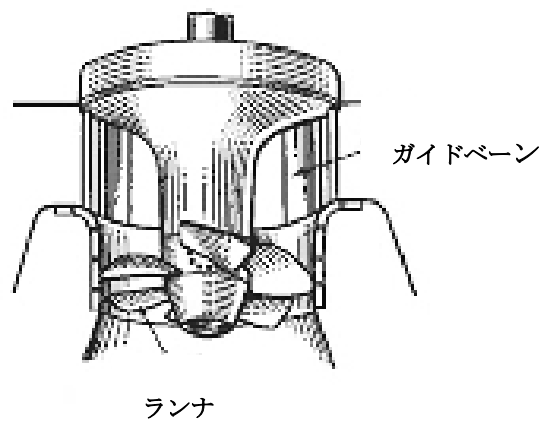


図 1-9 カプラン水車

1.3 クロスフロー水車の概要と先行研究

1.3.1 従来のクロスフロー水車の概要

クロスフロー水車は、比較的高落差に使用されていたものが低落差用に改良され、大流量にも適用できるようになってから普及した水車である。後述するように変流量特性に優れ、小容量の領域では比較的高い効率で運転することができる。

図 1-10 はクロスフロー水車の構造を示すもので、主要部は細長い羽根を外周に配列したランナと、1枚または2枚のガイドベーン（流量調整できる機構）から成る。また、外側のカバーを外すだけでランナを点検することができ、容易に除塵することができる簡単な構造になっている。

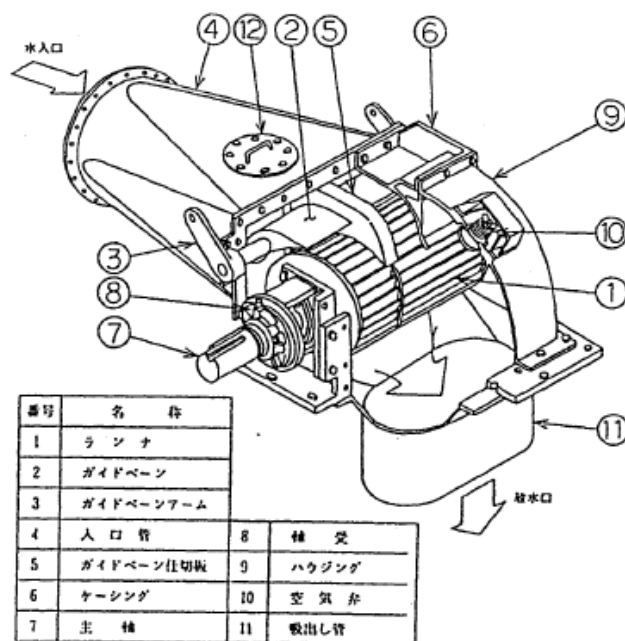


図 1-10 クロスフロー水車の構造^[12]

図 1-11 はクロスフロー水車内の水の流れを示すもので、ガイドベーンから導かれた水がランナの外周から流入し、羽根に当たって回転力を発生させた後、ランナ内部を貫通して再度羽根に回転力を与えて外周に放出される。

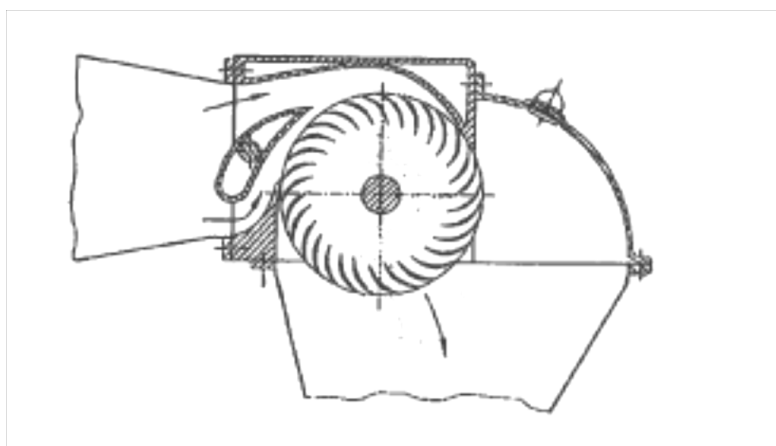


図 1-11 クロスフロー水車内の水の流れ

ガイドベーンを幅方向に分割したクロスフロー水車では[図 1-12 参照]、負荷に応じた操作が可能で、低流量でも効率の低下を小さくすることができる特徴をもっている。流量が多い場合は、ガイドベーンを流入幅の $1/3$ と $2/3$ の長さに合わせて 2 枚の構成とし、流量の少ないときは $1/3$ のみを使用し、流量が全流量の $1/3$ 以上になったときは、 $2/3$ の長さのガイドベーンを使用する。さらに流量が増加した場合はこれら 2 枚のガイドベーンを同時に使用することによって、流量の変化に対して効率低下の少ない運転をすることができる。

図 1-12 はクロスフロー水車の運転特性も示しているが、定格流量の 20%程度まで比較的高い効率を維持できることがわかる。この特性は低落差におけるカ

プラン水車の特性に似ているが，カプラン水車より効率は低く，また流量に対する効率の平滑度も劣るが，構造が簡単で保守が容易である．また，機器の価格および据付工事費も比較的安価であることから，小水力発電用として幅広く用いられている．

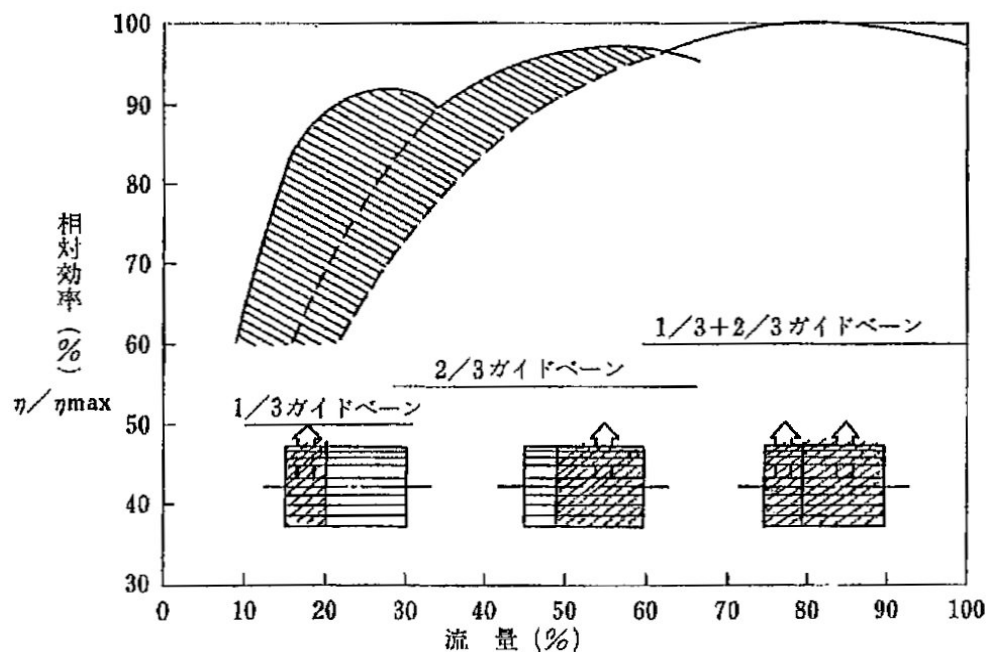


図 1-12 クロスフロー水車の特性^[13]

また，クロスフロー水車は前述したランナ内の流れから分かるように，基本的にはランナと放水面の間に空間を置く必要がある．しかし，図 1-13 のように吸出管を取り付け，ケーシングの空気弁から吸気して吸出管路内の水面とランナ下部の間に空間をあけることにより， H_s 分の吸出水頭を有効落差として利用することができる．

これにより，出力の増加が可能であり，とくに比較的低い落差に適用する場合や洪水位変動を考慮して水車据付位置が高くなっている場合等に有効な方法である．

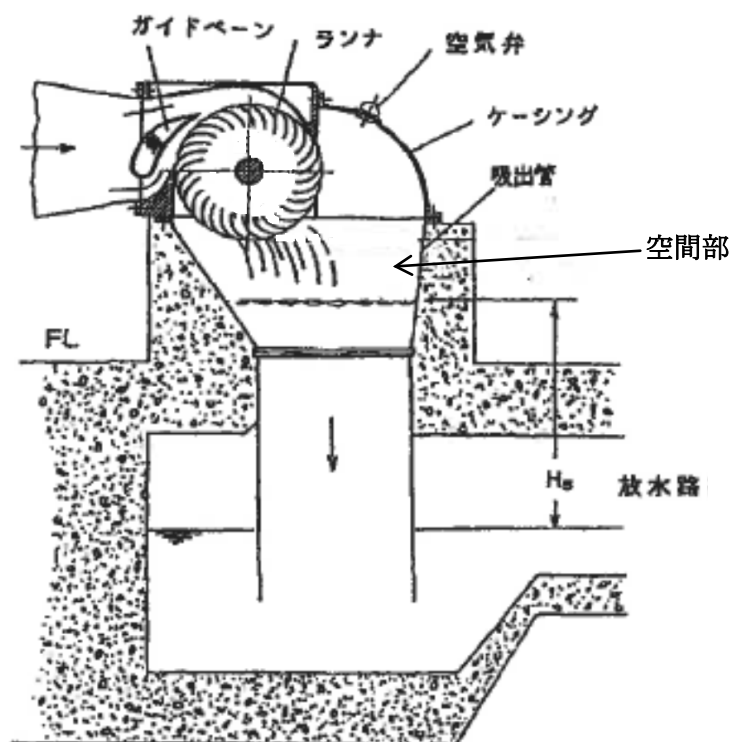


図 1-13 クロスフロー水車の吸出水頭

クロスフロー水車の比速度は，ランナ形状を示すアスペクト比（ランナ流路幅 B / ランナ外径 D ）と密接な関係がある．アスペクト比の小さいランナの場合は，ランナ流路幅が小さくなってランナ側板と，ランナベーンの溶接が難しくなる．また，摩擦損失や漏水損失などが相対的に増加し，水車効率が低下する

ことなどから、極端にアスペクト比を小さくすることはできない。アスペクト比の値は、ランナ径によっても若干異なるが、一般的には図 1-14 に示すように 0.2～0.25 程度が限度とされている。

アスペクト比の大きいランナの場合には、ランナ流路幅が大きくなること、主軸の支点間隔が大きくなって撓みが大きくなる。また、水圧管と水車を接続する入口管が形状的流水方向に長くなるなどの不具合が生じるため、一般にアスペクト比の値は 3.5 程度が限度とされている。

クロスフロー水車の比速度は、40 から 200[$\text{min}^{-1}, \text{kW}, \text{m}$]の範囲にあるが、この比速度は製作可能なアスペクト比の上限，下限に関係している。

目安として、図 1-15 に比速度とランナ形状の関係を示す。なお、比速度が極度に小さくなるとガイドベーンの分割が困難になる。

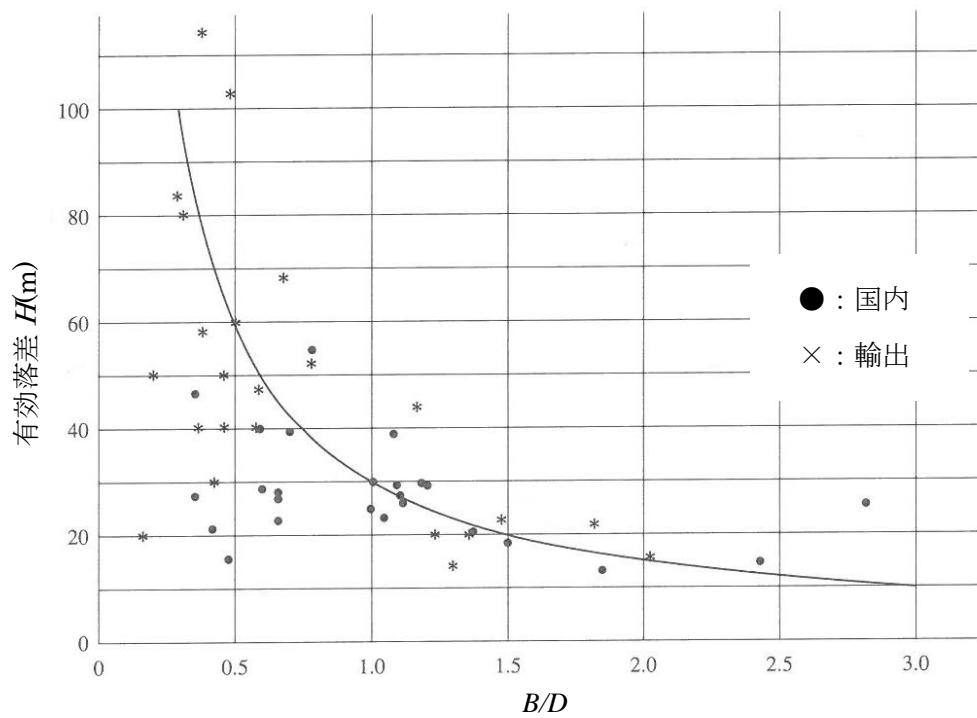


図 1-14 クロスフロー水車の有効落差とアスペクト比 B/D の関係^[14]

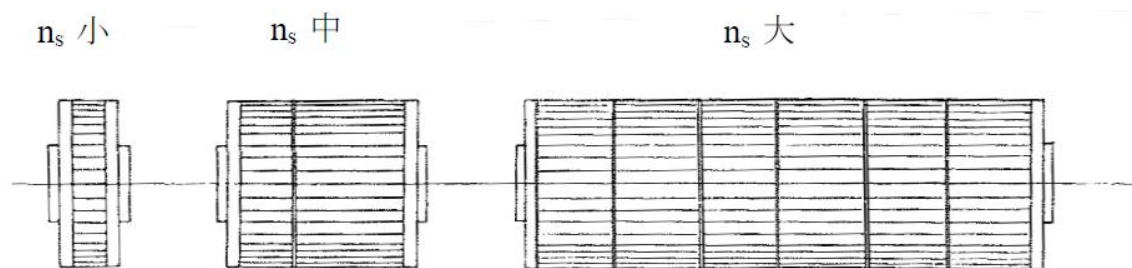


図 1-15 クロスフロー水車の比速度とランナ形状

1.3.2 クロスフロー水車の先行研究

クロスフロー水車は、オーストラリアの技術者 A.G.M.Michell により発明され、20 世紀初頭にドイツで Banki が特許を取得し、Ossberger 社の Bavaria が、これに改良を加え、ほぼ現在の形になった。[図 1-10 参照]

また、1981 年に国内で初めて、自家発電用として導入した星野温泉が発端となり、数々の調査研究が行われてきた。その主な研究として、時系列的に以下のものが挙げられる。

- ・1984 年に福富等は、「クロスフロー水車のノズルからの噴流に関する研究」と題して、任意曲面形状を持つ非対称ノズルの流れを数値計算し、実験値とかなり一致することを確認している^[15]。その結果、ノズル出口では、ポテンシャルフローでもすぐ大気圧にならず、ノズル上壁に沿う流れの曲りによって圧力を有することを明らかにしている。この数値計算により、ノズル出口流れに及ぼすノズル形状（開き角度、スロート幅、ノズル壁形状）の影響について調べられることを可能にした。

- ・1985 年に豊倉等は、「貫流水車に関する研究」と題して、ランナ羽根内側を通る貫流が主軸の上方を通過する形式の貫流水車について、流線曲率法を用いたノズル出口流れの予測法を示し、性能と内部流れの関係を明らかにし、好適なノズル形状を示している^[16]。その結果、約 60% 流量までは性能低下が少ないことを明らかにしている。また、ランナ内に流れる流量配分による仕事割合を

求め、ランナ羽根出口のすべり係数を実験的に求めている。

・1985年に山部等は、「貫流水車の水力特性に関する研究」と題して、アスペクト比 0.50 水車の水車に関して、実験的に運転特性を究明している^[17]。その内容は、ケーシング側壁孔から給気することによって、吸い出管内水位の高い場合に起こる効率急減現象を改善できることを明らかにしている。その結果、相対流量が大きいほど、また、相対回転数が小さいほど顕著であることも明らかにしている。

・1986年に福富等は、「クロスフロー水車に関する研究」と題して、ノズル出口弁付ノズルによる流量・出力制御について、ガイドベーン付ノズルとの比較するため、実験的に水車性能を究明している^[18]。その結果、出口弁付ノズルガイドベーン付ノズルに比べ幅広い流量にわたり高効率の水車性能が得られることを明らかにしている。

・1986年に福富等は、「クロスフロー水車に関する研究」と題して、羽根枚数および羽根出口角の影響について、実験的に究明している^[19]。その結果、回転方向の接線から測った羽根出口角 β_2 は、効率の点から $80\sim 90^\circ$ の羽根車が良く、それより大きくなると効率は低下することを明らかにしている。また、 β_2 が小さくなるにつれ横断流が減少し、軸に衝突する回転数は低くなることを明らかにしている。

・1987年に豊倉等は、「貫流水車に関する研究」と題して、低落差への適用について、入口ノズル取付位置およびランナ室水位の影響を調べ、低落差に対し

て好適な水車形状を示している^[20]。その内容は、入口ノズルをランナの上方に設け、ランナ室の水位はランナ下端から上方へ測ってランナ径の90%程度にとれば良いことを示している。この場合、ランナは水中に没することになるが、ランナ室上部の空気がランナ内へ自然供給され、主軸による効率低下も少ないことも示している。

・1989年に北洞等は、「低落差貫流水車の性能向上への一寄与」と題して、ランナ室内に仕切板を取付ける方法を示し、その水車性能について明らかにしている^[21]。その成果は、上方からの取水入口を有する低落差貫流水車においてランナ室内に仕切板を設けて、ランナ室を二分してランナ側に空気を供給し、仕切板によってランナ室内への水の流入を防ぐことで効率が向上することを明らかにしている。

・1990年に福富等は、「クロスフロー水車性能に及ぼす羽根車とノズルすきまの影響」と題して、ノズルすきまがもたらす漏れ流量が水車性能に及ぼす影響を明らかにしている^[22]。その結果、ソリディティの関係には触れていないが、羽根枚数が少ない場合（26枚以下）は、すきまの大きさは漏れ流量のみに影響し、羽根車内の流動状態の変化がなく、すきまの増大により効率の低下することを明らかにしている。また、羽根枚数が多い場合（30枚以上）は、すきまの大きさは漏れ損失だけでなくノズル出口および羽根車内の流動状態に変化を及ぼすことから、最高の水車効率が得られる最適すきまを明らかにしている。また、すきまが極端に狭い場合は、反転流の増加により、効率が低下することも

明らかにしている。

・1993年に福富等は、「クロスフロー水車の羽根に働く流体力」と題して、羽根に働く非定常な流体力を実験的に求め、数値解析との比較を行った。その結果、羽根に働く流体力の回転方向の接線方向成分 F_t と半径外向き方向成分 F_r は、ともに羽根がノズル出口の噴流から脱出するノズル先端（ランナ頂点から回転方向へ測った中心角 $\theta = 135^\circ$ ）近傍が最大値になることを示している^[23]。また、流体力は、回転数が低下するとともに増大し、 F_r は F_t の 60% 程度の値を示すことを明らかにしている。

・1995年に北洞等は、「低落差貫流水車に関する研究」と題して、ランナ径が効率に及ぼす影響について、実験的に調べている^[24]。その結果、断面形状が相似で流路面積がほぼ等しく、アスペクト比の異なる2つの水車の単体効率は、ランナ径の大きな方が低い。これは、主板壁面の影響による2次流れの割合が増加したことによるものと示している。

・1995年に北洞等は、「低落差貫流水車のラジアルスラスト」と題して、落差や回転数、ガイドベーン開度を変化させた場合のラジアルスラストがもたらす影響を明らかにしている^[25]。その結果、回転数の増加に対しラジアルスラストの大きさは、あまり変化はなく、ランナ入口側の流れの変化により作用角が負から正へ直線的に変化することを示している。また、ガイドベーン開度を絞ると流量が減りランナからの流出方向が変わり、ラジアルスラストが小さくなり作用角は負になることを示している。

・2001 年に趙等は、「低落差貫流水車のマイクロ水力発電への適用」と題して、水車構造の簡素化と性能向上について、ガイドベーンを除去した場合の性能を実験的に調べている^[26]。その内容は、ランナ内部へ直接空気を供給することで、ランナ室をコンパクト化でき、従来の給気方法より効果が大きいと明らかにしている。その結果、広い回転数範囲で効率が向上し、最高効率は有効落差に関わらず、従来形ランナ室を用いた場合より約 2%向上したと報告されている。

以上の成果は主に、ノズルおよびランナの改善や、低落差における効率向上についての研究であり、低流量時における効率向上の研究については不明である。

現状は前述したように、2 枚のガイドベーン機能を持たせ、ガイドベーンを流入幅の $\frac{1}{3}$ と $\frac{2}{3}$ の長さに合わせた 2 枚の構成とし、流量の少ないときは $\frac{1}{3}$ のみを使用してなるべく効率の低下を少ない運転をしている[図 1-12 参照]。しかし、ランナ流路幅が狭くなることで、ランナベーンの溶接が難しくなることから、製作に限界があった。そこで本研究は、クロスフロー水車の構造から見直し、変流量特性の改善、すなわち低流量運転での効率向上を目指すものである。

1.4 クロスフロー水車を取り巻く現状と課題

近年、維持放流ダムに水車を設置するケースが増えているが、ダムには落差変動があり、低落差になればなるほど低流量となる。従来では、変落差・変流量に対応できる水車としては、一般的にフランシス水車が採用されてきた。しかし、構造が複雑で高価であることから、敬遠されることが多い。

それに対し、クロスフロー水車は構造が簡素なことから安価であり、導入コストが少なく点検も容易である。また、国内に残されている適地も多いことから、今後導入件数はますます増えるであろう。しかし、導入コストが安価なもの、変落差特性はフランシス水車と比べ劣るという欠点がある。

図 1-16 に一般的な流況線図を示す^[11]。日本風土の特徴から、季節により雨量が増減するため、季節間の流量変化は大きい。こうしたケースで水車を設計する場合、年間発電量が最も大きくなるよう、設計流量が年間通じて一番多い日数となるよう設定する。

例えば、図 1-16 において 185 日の平水量を設計流量とした場合、発電に利用できる水量は緑色で示した斜線の部分のみである。ガイドベーンを一枚としたクロスフロー水車を考えたとき、赤色の斜線で示した部分のような、設計流量よりも流量が多い場合には、水車はその流量を流入できず破棄される。また、流量が設計流量の 40% 以下となるときは、クロスフロー水車の運転を停止する場合が多く、このときの水量もまた破棄される。これは、流入角とブレード角の不一致よりキャビテーションや振動が発生し、ランナにダメージを与えると

共に効率が低下するためである。2枚のガイドベーンを利用できるような場合には、1.3.1項で述べたように定格流量の20%程度までは運転することが可能だが、アスペクト比が小さい場合にはガイドベーンを分割できないため1枚で設計せざるを得ないケースも多く、問題の本質はガイドベーン開度が小さくなったときの効率低下といえるだろう。

理想的には、最小流量から最大流量まで発電できる水車が望まれる。それには、低流量時の効率の向上が必須である。例えば、ガイドベーンを1枚としたクロスフロー水車において、仮に定格流量の30%まで効率よく運転できるようになれば、設計流量を高くすることが可能となり、図 1-16 の豊水量を設計流量とすれば、橙色の斜線で示した部分が新たに発電可能な水量として加わる。これにより、未利用のエネルギーを利用できるようになり、環境負荷の少ない水力発電でより多くの発電電力を得ることができる。また、固定価格買取制度による経済的な効果も無視できない。

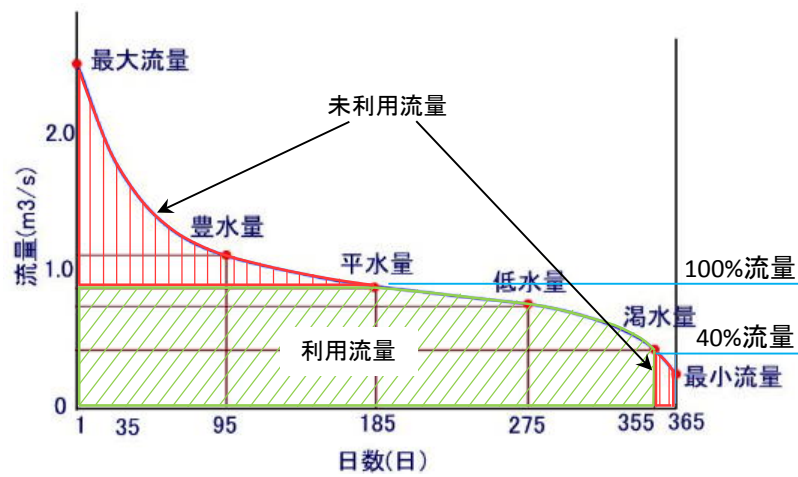


図 1-16 流況線図（設計流量：平流量）^[11]

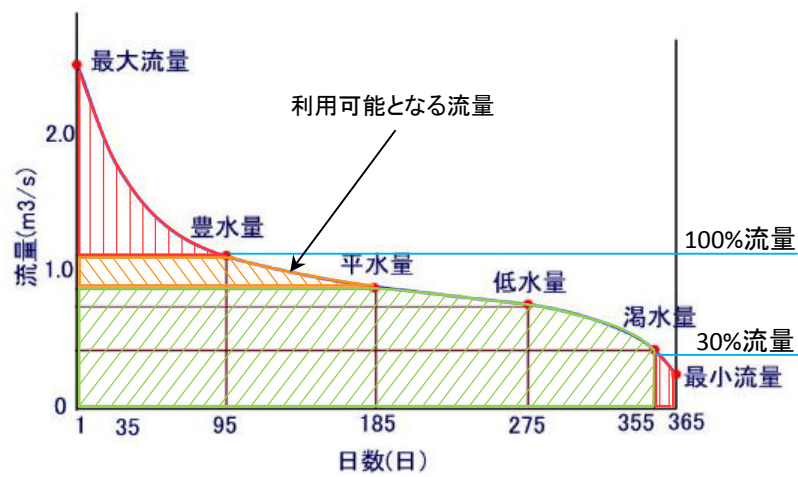


図 1-17 流況線図（設計流量・豊水量）

1.5 本研究の目的と意義

近年、発電による環境負荷に対する関心が高まっている。水力発電は再生可能な循環型自然エネルギー資源であることから、今後ますます社会に必要とされるだろう。この要求に応えるとき、円熟期にある大容量水車の延長線のみでは、残された適地の様々な水環境に対応することができない。

中小河川やトンネル湧水地点、維持放流ダムなどの小規模な開発地点では、1地点あたりの発電量が少ないことから、導入コストや保守点検の容易さを考慮するとクロスフロー水車は最も適した水車のひとつである。しかし、その変流量特性にはいまだ改善の余地があり、これまで十分な議論はされてこなかった。

そこで、本研究ではクロスフロー水車の低流量運転時における効率向上を目的とする。具体的には次のように研究を進める。

- (1) 現時点で好適とされているノズル・ランナに関する設計値を用い、これまでの最高効率となるようなモデルクロスフロー水車を設計・製作し、
- (2) これを用いて水車内の流れを実験によって把握した上で、低流量運転での効率低下の原因を探り、
- (3) 提案する改善策を実施し、効率の比較を行う。

以上により、本研究で得られた成果は、低流量運転における効率の向上に寄与する。

1.6 本論文の概要

本論文は、以下の各章で構成される。

第1章では、マイクロ水力を取り巻く社会環境、水力開発の現状と問題点を把握した上で、クロスフロー水車の低流量域の効率向上が重要なことを突き詰め、これに向けた具体的な研究方針について述べた。

第2章で、現時点の最高技術に基づいて設計したモデルクロスフロー水車を準備し、性能の確認実験を行った。その結果、現状レベルの高性能が得られることを確認したので、本研究で用いるモデル水車として妥当であると判断した。

そこで、第3章では、このモデル水車を用いて、流量変化に伴うランナまわりの流れと性能の関係を把握し、低流量運転時での効率低下の原因を抽出した。すなわち低流量域になると、(1) ガイドベーンの腹側（ランナ側）の流れはコアンダ効果によって後縁面に沿って半径外向きに流出（ランナ入口とは逆方向）し、ランナに角運動量を与えることができず、(2) ランナ内の貫流がランナブレード間流路に再流入するときの流れとブレードの不適合、(3) 低流量域になると、ランナ出口での回転方向流速が大きくなり、角運動量が大きのまま流出するため、ランナに働くトルクが減少する、(4) ランナ内部で生じる循環流れによる回転抵抗、などが原因であることを初めて指摘した。

以上の指摘を踏まえて先ず第4章では、ランナブレード間流路に再流入するときの流入角を制御し、ブレードに対して理想的な迎え角を与えることを目的としたインナーガイドをランナ内部に設置することを提案した。これによりラ

ランナ出口での廃棄損失を減じ、かつ循環流れの抑制と、その循環流れがランナ内に再流入する際、内部流れに対する悪影響を防ぐ効果を期待した。しかし、再流入の相対流れ角は幾らか改善されるものの、インナーガイドの摩擦損失などが新たに付加されるためか期待したほどの効果はえられなかった。

そこで第5章では、入口流れとランナブレードの好適適合を目的とし、ガイドベーン腹側（ランナ側）に整流板を設け、ガイドベーン背側の流路と完全に分離させた。これにより、ガイドベーン腹側の流れもランナに十分な角運動量を与えることができ、それに付随して廃棄損失も減少し、低流量時の効率を格段に向上させることができた。このような整流板は有効な効率向上策であるため、実用化を視野に入れた設計資料として、整流板の好適位置の選定図を提示するとともに、整流板の効果が現れる流量と効率上昇値も定量的に示した。

第6章では、前章で得られた結果を踏まえ、実用化の一案として可動式の整流板を提案した。ガイドベーンと整流板を分割した構造からなり、各ガイドベーン開度での性能が確認できるようにした。また、可動式整流板の最適制御法も提示した。

最後の第7章では、本研究で得られた結果をまとめるとともに、本研究の更なる発展を踏まえたクロスフロー水車に対して将来を展望した。

第2章 モデルクロスフロー水車の設計

2.1 緒言

本章では、現時点で最高効率となるようなモデルクロスフロー水車を準備し、その性能を把握することにした。具体的には、

- (1) ノズルおよびランナを先行研究に基づき、設計・製作する。
- (2) 次に、上記ノズルとランナを設けたクロスフロー水車で性能試験を行い、
- (3) また併行して数値シミュレーションを行い、(1)で製作したノズル形状の問題を見出し、
- (4) その問題点を解決したノズルを設けたモデルクロスフロー水車の性能試験を把握する。

2.2 先行研究に基づく設計

ノズルとランナは、クロスフロー水車の性能を左右する重要な構成部品であり、ここでは、両者の設計法を詳細に述べる。

2.2.1 ノズル

ノズルはランナに角運動量を与える役目を担い、ランナに対して円周方向に一樣な流れ分布を与えることが望ましい。ノズル出口において周方向から測った流れ角はペルトン水車と同様、できるだけ小さい方が望ましいが、製作性、ランナとの兼ね合いから、ここではケーシング内壁およびガイドベーン腹面で $\alpha_1=17^\circ$ とした[図 2-1]。周方向に一樣な流れ角を得るためには上流の流路形状は螺旋が望ましいが、マイクロ水力ではコンパクトな水車が望まれるので、ノズ

ル出口の開き角は良好と言われている 109° ^[16] をとり，図 2-1 に示すように，ノズル出口につながる右側ケーシング壁と，ガイドベーン背側の後半とそれに相対する左側ケーシング壁は直線とした．ガイドベーンについては流路断面が流れ方向にできるだけ滑らかに変化し，図示の支点まわりに回転させることにより，入口の腹側と出口端の背側で流路が閉塞できるような形状とした．

なお，ノズルのスロート幅については， $S_0/R_1\delta=\sin\alpha_1$ を満たすとき，ノズル出口での流れが一樣となり，効率が最も高くなるということを，福富らが明らかにしている^[27]．本実験で用いるモデル水車は，ガイドベーン開度 $GO=100\%$ （全開）において図 2-1 のように二つの流路を考えることで $S_0/R_1\delta=\sin\alpha_1$ を成立することができる．本水車では $\alpha_1=17^\circ$ を設計値としているため， $S_0/R_1\delta=\sin 17^\circ =0.29$ を満たせばよい．

ここに，ガイドベーン背側と腹側を 2 流路とし，それぞれスロート幅を S_{01} ， S_{02} ，開き角を δ_1 ， δ_2 とすれば，設計値より，

ガイドベーン背側：

$$\frac{S_{01}}{R_1\delta_1} = \frac{40.4mm}{125mm \times 1.065rad(61deg)} = 0.304$$

ガイドベーン腹側：

$$\frac{S_{02}}{R_1\delta_2} = \frac{29.5mm}{125mm \times 0.838rad(48deg)} = 0.282$$

となり，各々の流路が 0.29 とほぼ同値である．

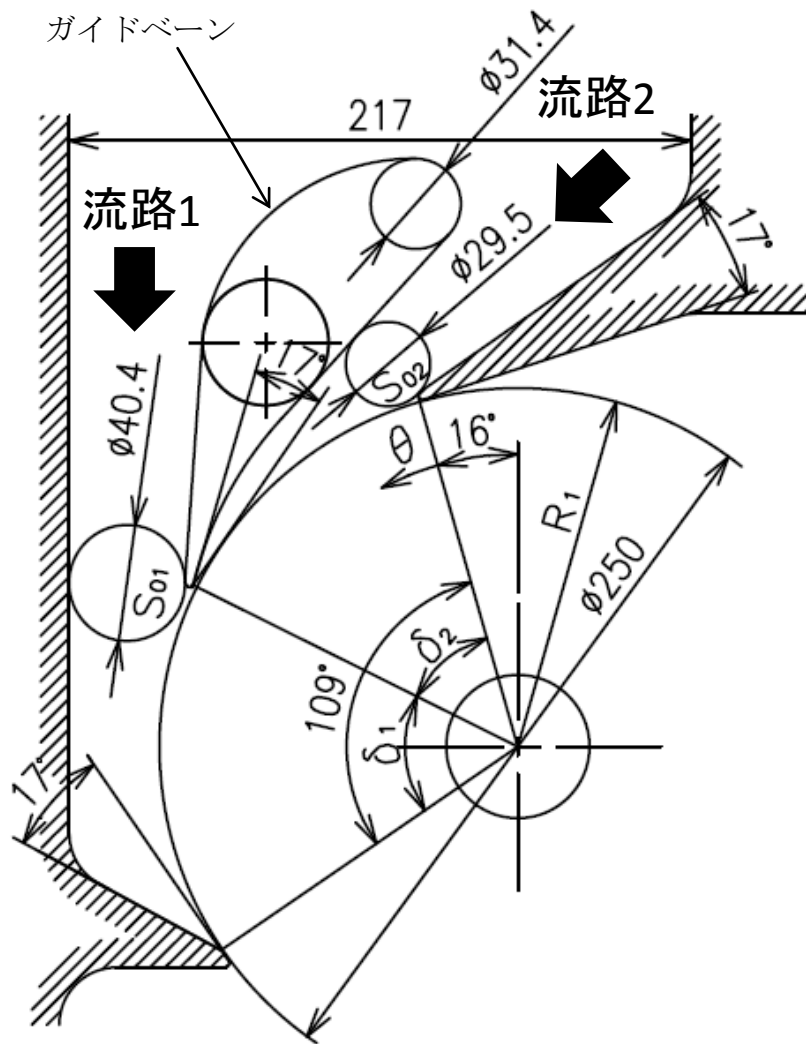


図 2-1 ノズル A

2.2.2 ランナ

上述のノズル形状に適合するランナブレードの入口角度 β_1 [図 2-2 参照]を、以下のように求めた．ランナブレード外周における周速度 u_1 は周速度係数 k を導入すれば、

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = k v_1 = k (2gH)^{1/2} \quad (2.1)$$

で与えられる．ここに、 D_1 はランナ外径、 n は回転速度、 H は有効落差であり、ペルトン水車の値を^[12]参考に $k = 0.45$ 、絶対速度は $v_1 = (2gH)^{1/2}$ とした．このとき、ランナブレードに対して無衝突流入となる回転方向から測ったブレードの取付け角すなわち相対流れ角 β_1 を求めると、図 2-2(b)の速度三角形 $v_1 \sin \alpha_1 = (v_1 \cos \alpha_1 - u_1) \tan \beta_1$ と式(2.1)、および入口ノズル出口の角度 $\alpha_1 = 17^\circ$ から、

$$\beta_1 = \tan^{-1} [\sin \alpha_1 / (\cos \alpha_1 - k)] = 30^\circ \quad (2.2)$$

となり、妥当な値^[28]である．

また、ランナ内には主軸を設けるのが普通であり、噴流と干渉すれば摩擦動力を消耗し、その干渉が再流入状況を悪化させる恐れもある．これにはランナブレード内周の羽根角度とノズル位置が影響する．前者については、モデル実験で実証されている好適角度 $\beta_2 = 87^\circ$ ^[16]を採用した．後者については、 $\beta_2 = 87^\circ$

の噴流が水車軸径（ランナ流路幅などによって軸径が異なるがここではランナ内周径の 17%を想定した）と干渉しないぎりぎりの位置を推定し，入口ノズルの上端を図 2-1 の位置に設けた．

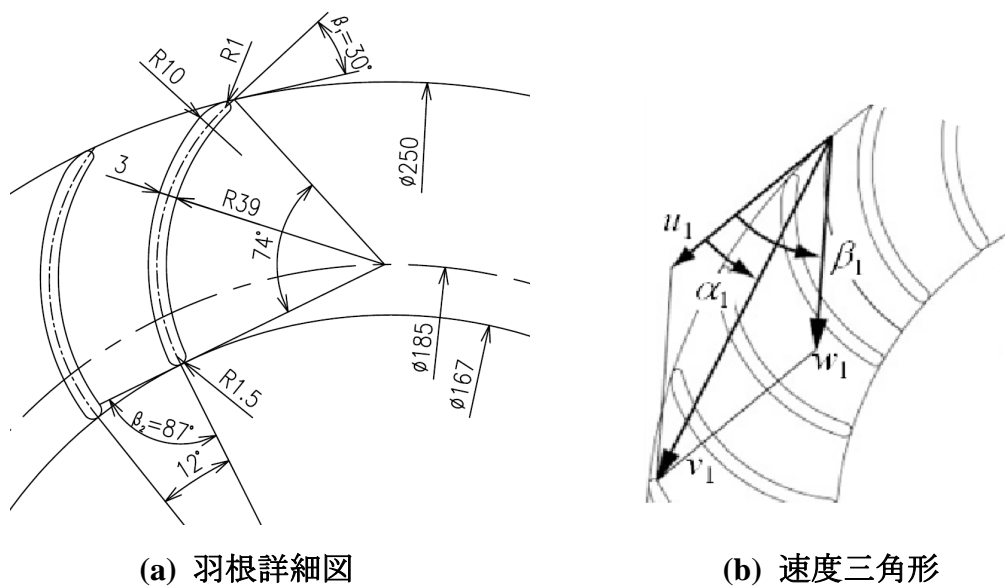


図 2-2 ランナ詳細図

2.3 性能確認

2.3.1 実験ループ

実験装置の配管全体図を図 2-3 に示す．また，各装置のスペックをまとめたものが表 2-1 である．モデルクロスフロー水車は図 2-3 に示す実験ループに組み込まれた．貯水タンクの水は，斜流ポンプによって汲み上げられ，配管を通り，モデルクロスフロー水車を介して貯水タンクに送られる．

流量は，水車入口に設けたガイドベーンで調整し，オリフィスで計測する．また落差は，オリフィスで計測した流量と水車直前に設けた取圧孔で，計測した静圧から算出する．ランナの回転速度は軸端に連結した電動機をインバータにより回生制動し，回転トルクとともに計測した．

なお，水力効率 η および軸動力 P については軸封部と軸受部の動力を加えてランナ性能として評価することにした．

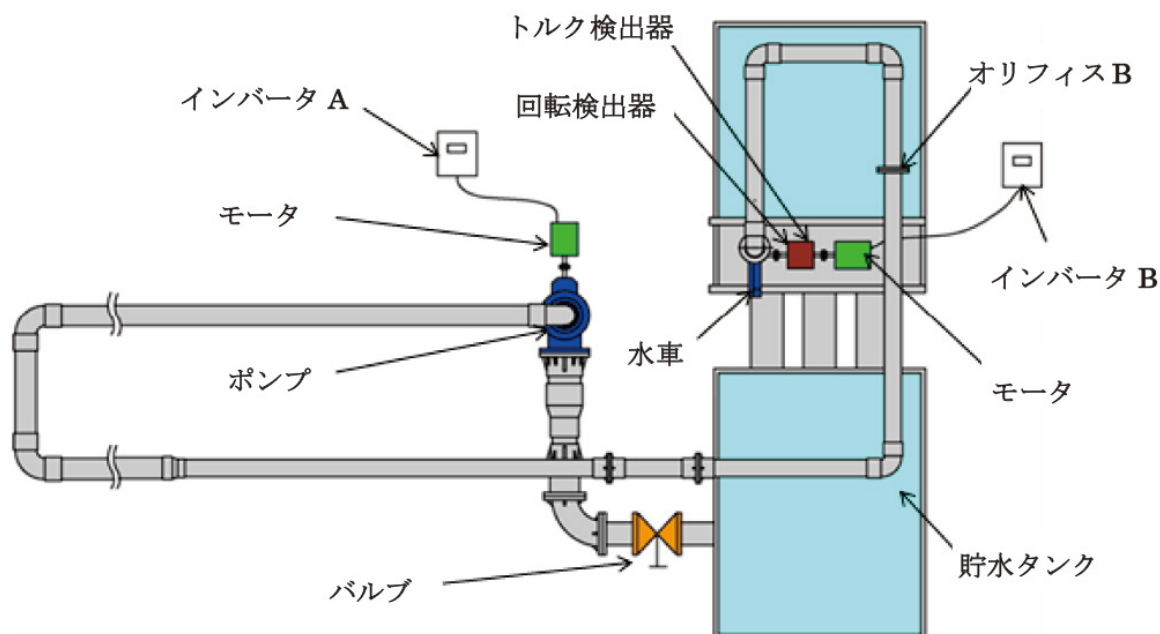


図 2-3 実験装置概略図

表 2-1 各装置のメーカーとスペック

装置名	メーカー及びスペック
差圧計トランスデューサ	Validyne社製 高ライン圧微差圧トランスデューサ DP15-40 1540N3S4A
アンプ	Validyne社製 アンプ MS2001
斜流ポンプ	荏原製作所製 LUM5099-27 型式200SZM 吐出し量 5m ³ /s 全揚程7m
斜流ポンプ用モータ	東芝製 三相誘導電動機 TYPE IKK FORM DCK21 11kW 4POLES SPEC.JISC4210(1983)
ポンプ用インバータ A	東芝製 TRANSISTOR INVERTER TYPE-FORM VFA5-2110P
トルク計	小野測器製 MODELSS-500
回転検出器	小野測器製 MP-981
トルク検出器	小野測器製 TS-2700
水車用モータ	東芝製 三相誘導電動機 TYPE IK FORM DCK21 3.7kW 4POLES SPEC.JISC4210(1983)
羽根車用インバータ B	東芝製 TRANSISTOR INVERTER VFS11-2037PM-AN

2.3.2 性能測定方法

以下に主な性能に関する実験値の整理式を示す.

(1) 有効落差 H

有効落差測定用の4つの壁面静圧測定孔をノズル上流部の直管の流路を4等分したそれぞれの中心に設けてあり, 大気との差圧を差圧計トランスデューサで読み取る. 有効落差を求める際には, この4点の静圧を平均した値を用いた. これと流量から求めたその断面における平均流速を用いた速度ヘッドに, 基準点から静圧測定孔までの高さを加えて有効落差とした. 本装置では水車中心を有効落差基準点とした.

$$H = \frac{(Q/A)^2}{2g} + \frac{\Delta p_s}{\rho g} + \Delta Z \quad (2.3)$$

A : 矩形直管部流路面積

Δp_s : 静圧

ΔZ : 基準点から静圧測定孔までの高さ

(2) 流量 Q

オリフィスの差圧を差圧計トランスデューサにより測定し, 次式により流量 Q を求めた.

$$Q = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{10^3}} \quad (2.4)$$

C : 流出係数

d : 絞り孔径

D : 上流川管径

ε : 気体の膨張補正係数

β : 絞りの直径比 $\beta = d/D$

Δp : 差圧

(3) 軸出力 P

軸出力は、ひずみゲージ式トルク計で測定したトルクと回転数から求めた値に、トルク変換器までの機械損失分を加えて求めた。

$$P = \frac{T + T'}{0.974 \times 10^3} \times n \quad (2.5)$$

T : トルク [kg・m]

T' : 機械損失 [kg・m]

(4) 効率 η

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H} \quad (2.6)$$

2.3.3 変落差特性

前項で設計した水車の効率試験の結果を図 2-4 に示す．ここに，ノズルをノズル A と呼ぶ．なお，このときの実験条件は下記の通りである．

落差範囲 $H=(3.9\sim 4.2\text{m})$ ，流量範囲 $Q=(0\sim 0.449\text{m}^3/\text{min})$ ，回転速度範囲 $n=(80\sim 500\text{min}^{-1})$ とし，有効落差 H はランナ（主軸）中心を基準として，ノズル入口直前の静圧と動圧（流量と断面積より算出）の和から求めた．なお，流量はガイドベーン開度 GO を 100% から全閉時の 0% まで変化させた．

図 2-4 より，GO=100% での水車最高効率値が，従前技術に比べ 55.4% とやや低いことが分かる^[27]．この原因を明らかにするため，表 2-2 の条件で数値シミュレーションを行い，水車内の速度分布と圧力分布を確かめることにした．その結果を図 2-5 のコンター図に示す．図 2-5(a) に示すノズル内では，流れが上壁に沿って旋回しながら流れるため，ノズル A のような直線流路の場合では，ノズル先端での損失による速度低下し，ランナの入口においては，図 2-5(b) に示す圧力低下が生じている．これはノズル先端で流れが停留しているため，ランナへの流入が阻害されているためである．

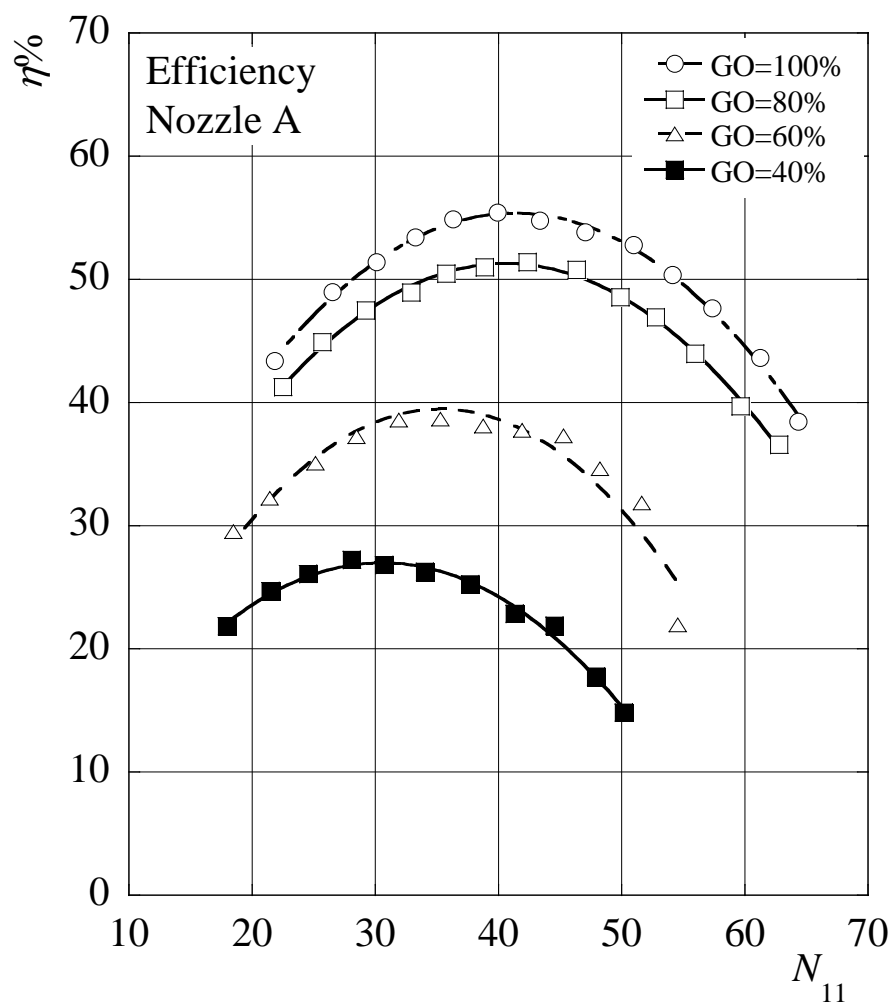
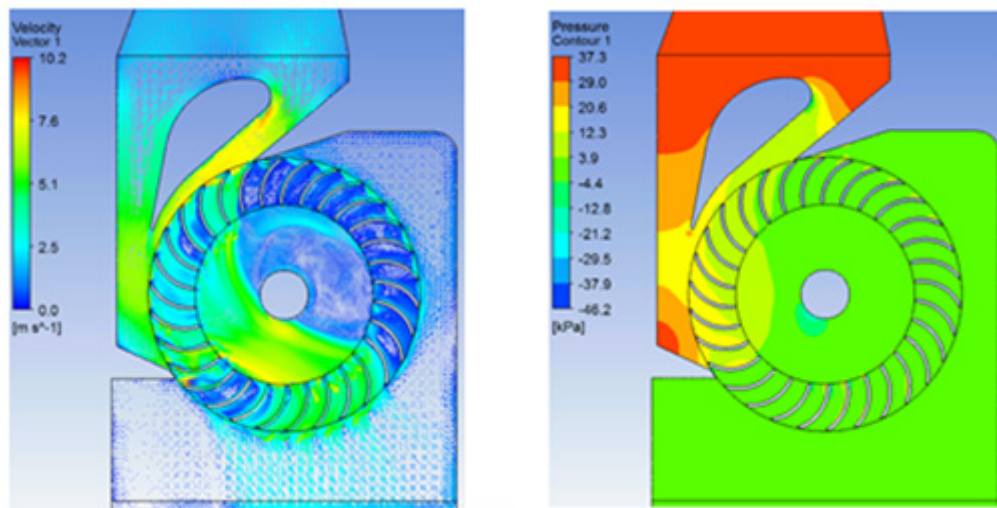


図 2-4 ノズル A 効率曲線

表 2-2 数値シミュレーションの条件

境界条件	流入部	定圧
	流出部	平均流量
乱流モデル	k- ω SST	
回転速度	300 min ⁻¹	
計算型式	定常	
動作流体	水(空気無し)	
ノード数	7×10^5	
ガイドベーン開度GO	100%	
流量	0.00666 m ³ /s	



(a) 速度分布

(b) 圧力分布

図 2-5 ノズル A の解析結果

2.4 ノズル形状の変更

ノズル A は，製作が容易な反面，直線壁からノズル先端への流路が滑らかでなかったために効率が低下したと考えられる．そこで形状の改善案として，図 2-6 のようにノズル先端の R を大きくし，等角らせん形状の滑らかな流路となるよう改造を行った．

図 2-7 にノズル A とノズル B の水車効率を比較したものを示す．ノズル B の最高効率の方が高い結果となったため，図 2-7 の η_{\max} はノズル B のものである．予想に反して，最高効率の差は余り見られなかったが，ガイドベーン開度 GO が小さくなるにつれ，ノズル B はノズル A の効率を大きく上回るようになる．とくに，ガイドベーン開度 GO=60%以下で顕著であり，この様子は図 2-8 に示すように，GO あたりの効率変化を見ると良くわかる．これは，流路変化が滑らかになったため，絶対流れ角 α_1 の θ による変化が少なくなり，相対的に良好な入口条件となったためと考えられる．

ノズル B を本研究で用いたモデルクロスフロー水車の性能試験を GO=100%～20%まで行った．単位回転速度 N_{11} に対する，単位流量 $Q_{11} = Q/(D_1BH^{1/2})$ ，単位出力 $P_{11} = P/D_1BH^{3/2}$ ，ガイドベーン全開 GO = 100%時の最高水車効率 η_{\max} で除した水車効率 η/η_{\max} ($\eta = P/\rho gQH$) を図 2-9 に示す．ガイドベーン全開 GO=100% の $N_{11}=40.7 \text{ m, min}^{-1}$ で最高水車効率となり，従前の技術とほぼ一致する^[16]．この回転速度を外れると効率 η/η_{\max} と出力 P_{11} は低下する．また，ガイドベーンで流量を減少させると出力 P は低下し，その最高値は η/η_{\max} とともに低回転速度側に

移行する．また，単位流量 Q_{11} は N_{11} とともに幾分減少し，以上のような性能はクロスフロー水車の一般的な傾向^[29]である．

モデルクロスフロー水車の最高効率を実際に発電用に使われているクロスフロー水車と比べるとやや低いものの，性能の傾向は同等のものが見られ，実験のため流路幅 $B(16\text{mm})$ に制限があるなどの理由も考慮すると，本研究で用いているモデル水車としては，十分妥当な性能を有しているといえる．

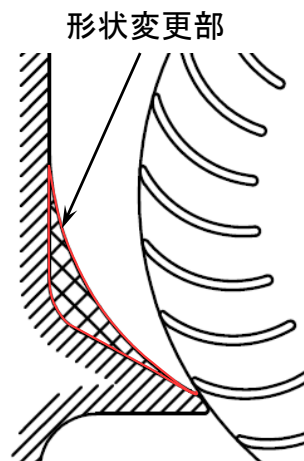


図 2-6 ノズル B

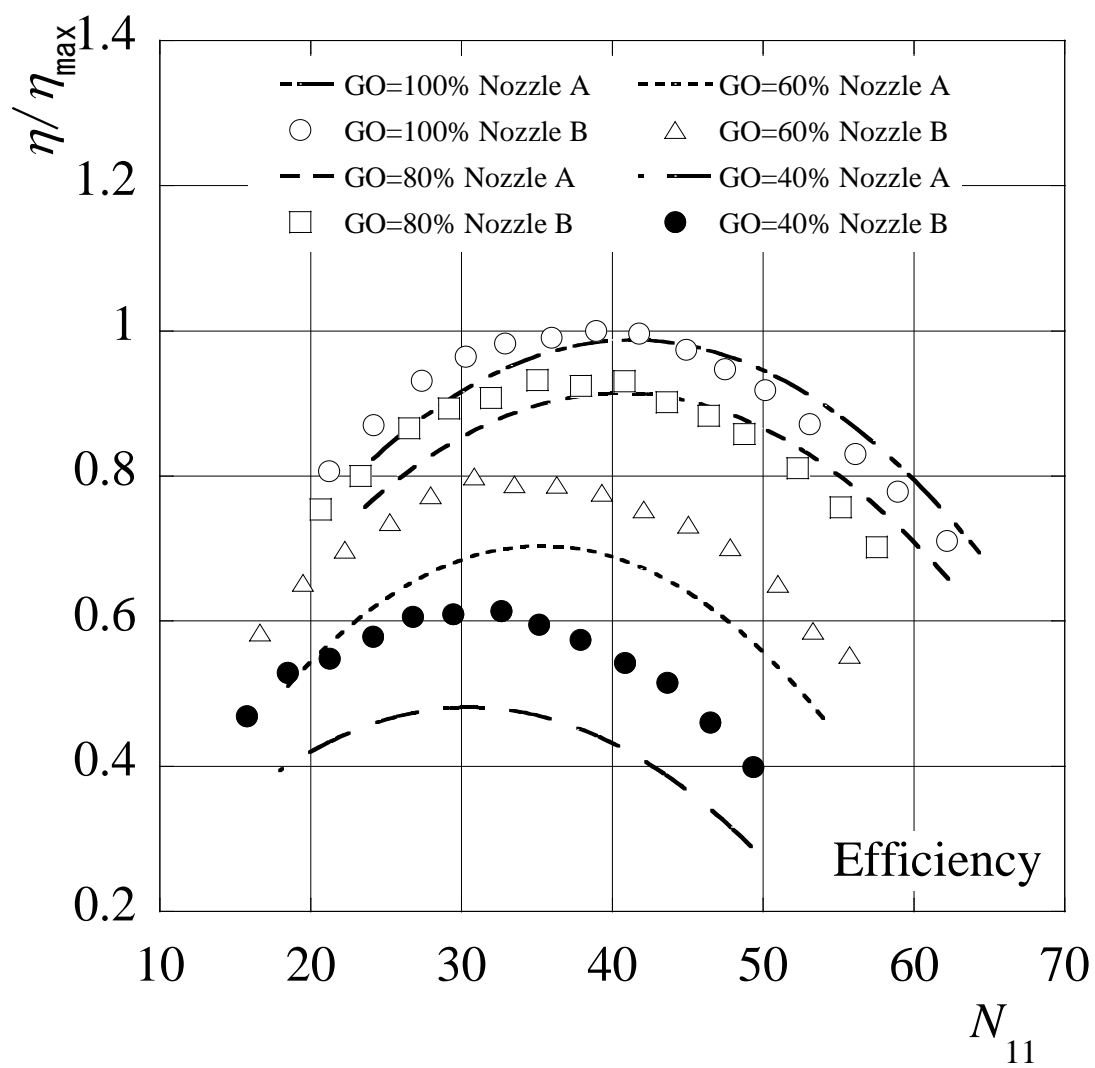


図 2-7 ノズル A・B による効率曲線の比較

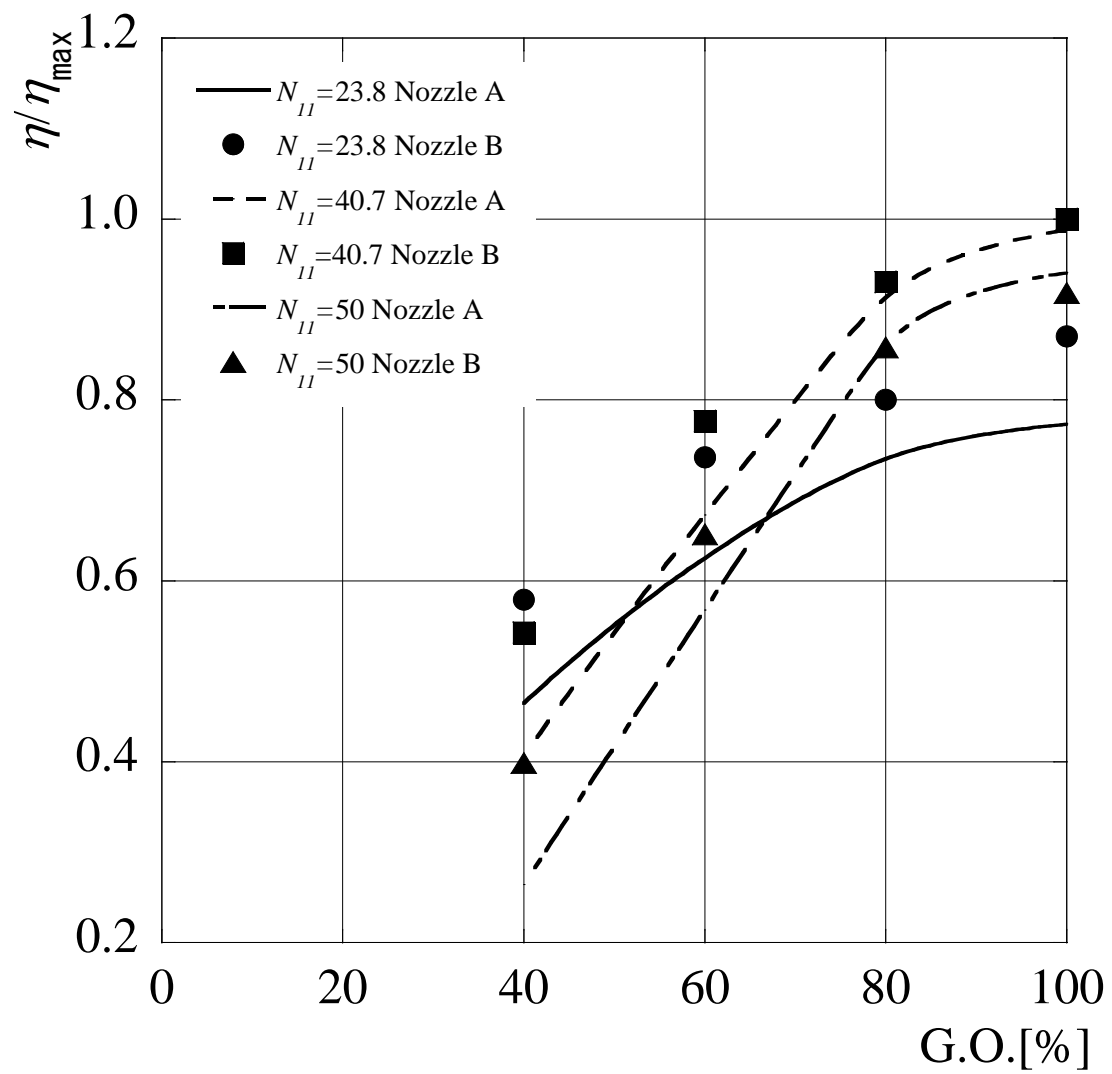


図 2-8 ガイドベーン特性

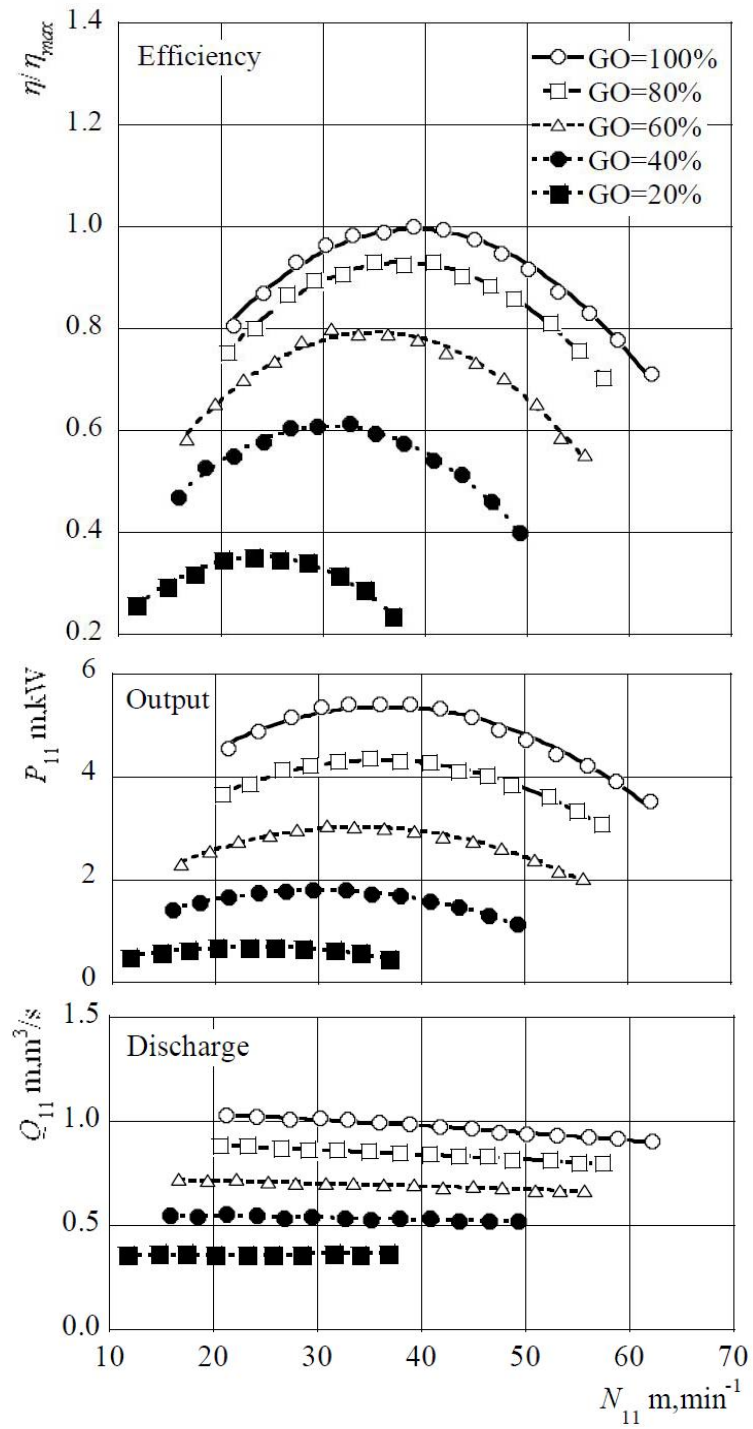


図 2-9 モデルクロスフロー水車（ノズル B）水車性能

2.5 供試モデルクロスフロー水車

2.5.1 ノズル B を用いた水車全体図

ノズル B を用いたモデルクロスフロー水車の全体図を図 2-10 に示す。それは、ガイドベーンを備えた入口ノズル、ランナ、吸気バルブ、ケーシングから構成されている。前節で求めたランナは、流路幅 $B = 16\text{mm}$ 、外径 $D_1 = 250\text{ mm}$ と内径 $D_2 = 167\text{mm}$ の間に、ランナ側板を持たない厚さ 3mm の円弧翼からなるブレードが 30 枚設けられている。なお、図 2-10(b) に示すようにランナブレード端とケーシング側壁の隙間 $C=1\text{mm}$ であり、オーバハング形式とし、ランナ内に主軸は設けていない。また、ケーシング下部に吸出し管も設けておらず、ランナ出口は大気解放である。

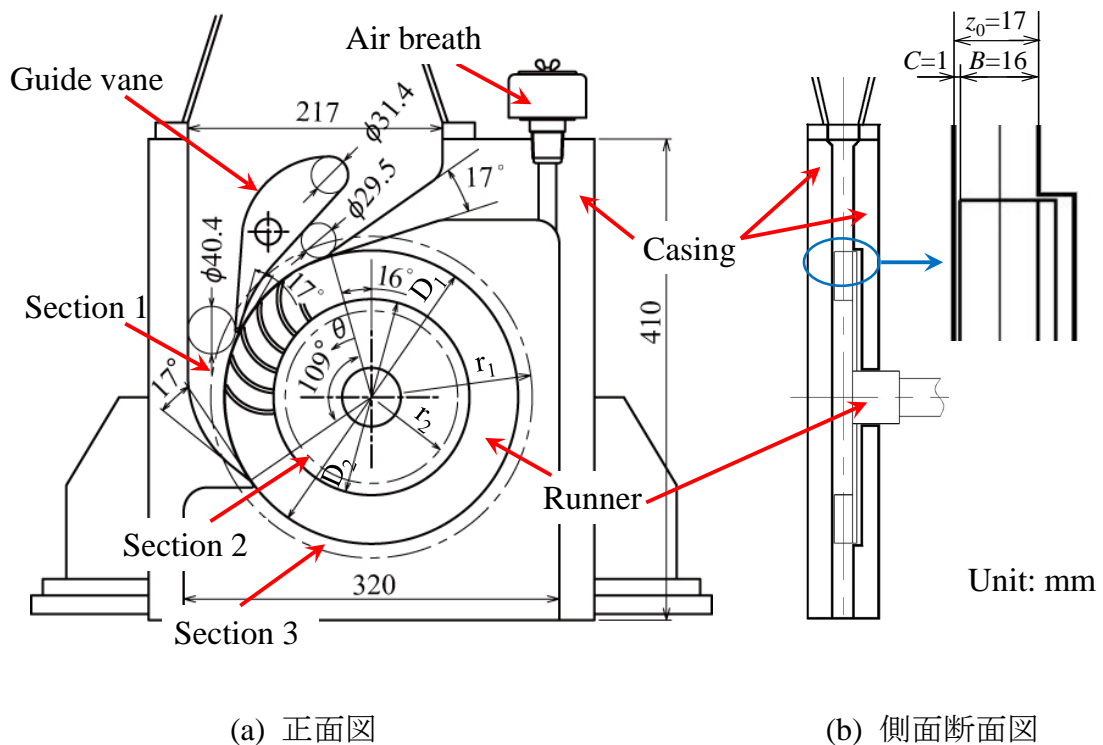
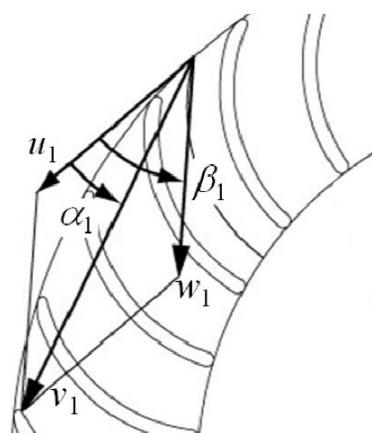
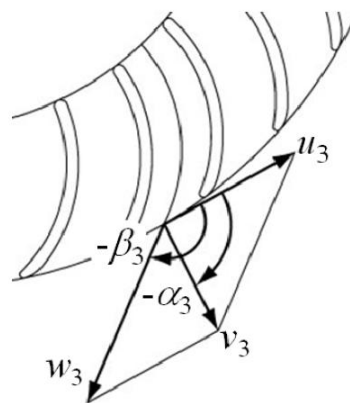


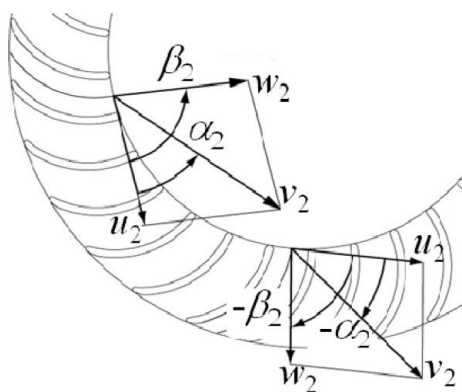
図 2-10 モデルクロスフロー水車



Section 1



Section 3



Section 2

図 2-11 各 Section の速度三角形

2.5.2 内部流れの測定方法

内部流れの測定には、自作のコブラ型 3 孔ピトー管を用いた。これについて以下に述べる。

(1) ピトー管の構造と測定点

用いるコブラ型 3 孔ピトー管は、外径 0.8mm のステンレスパイプを使用して自作した。その形状を図 2-12 に示す。本ピトー管は、測定する流れの κ 方向速度成分は小さいものとし、二次元面上の流れの方向 β と流速 V 、および全圧 P_t を測定するために使用する。なお、 $-5^\circ < \kappa < 5^\circ$ の範囲で 3 孔の受圧力は変わらないことを確認している。測定は、水車の入口、出口及び内部の流動状態を解明するために、図 2-13 に示す第一段入口 ($r_1=137\text{mm}$) で 7 点、内部 ($r_2=73\text{mm}$) で 10 点、第二段出口 ($r_1=137\text{mm}$) で 7 点についてピトー管を中央断面位置にトラバースさせて行った。また、図 2-13 のように Section1-3 を分類する。このとき、測定位置においてピトー管を支柱軸周りに回転させることにより、流れ方向に対しピトー管が正面を向くように（すなわち、ピトー管側圧孔の圧力差 ($P_t - P_r$) がゼロとなるように）配慮し、得られたデータ 100 回分の平均値で評価した。また、各位置で幅中央の絶対流れを準定常的に測定した。

図 2-14 (z/z_0 : ブレード端側のケーシング壁から測った無次元距離) に示すように側壁の影響は少ないので、流れの状態やランナ仕事を知ることができると考えている。なお、Section2-3 を通る流れの外端は気液混相となり、ピトー管計測に限界があるので外端位置は可視化を併用した。

自作ピトー管を用いた流れ計測を行うためには、あらかじめピトー管の検定を行う必要がある。そこで、ピトー管の検定方法について次項に述べる。

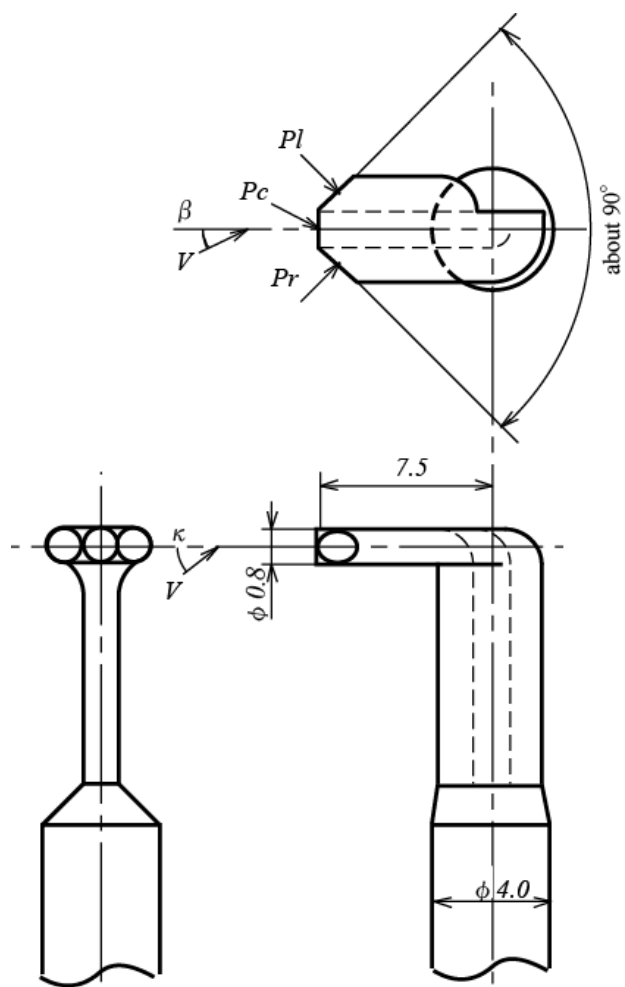


図 2-12 コブラ型 3 孔ピトー管

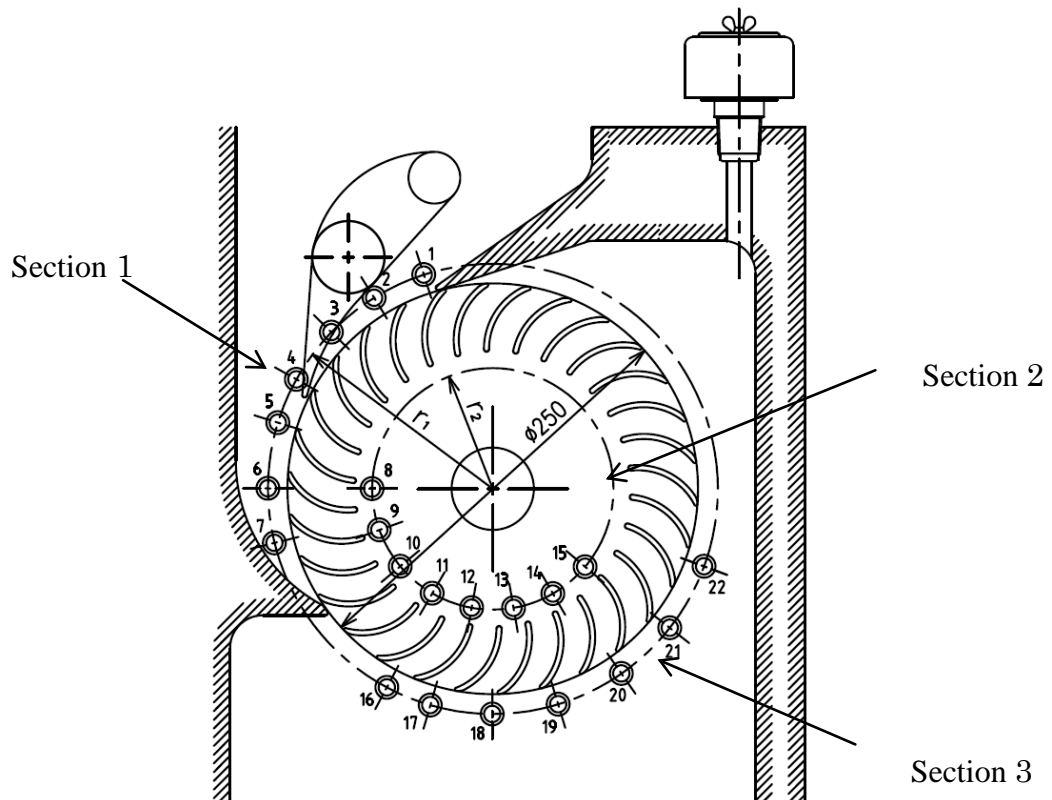


図 2-13 ピトー管取り付け位置

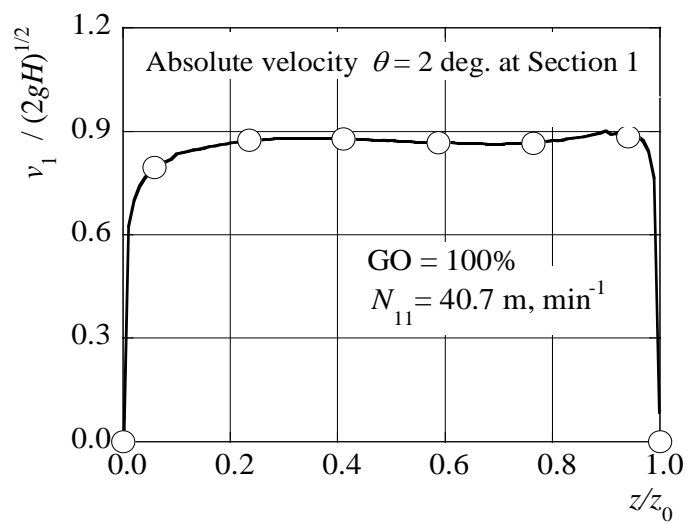


図 2-14 入口ノズルの速度分布

(2) ピトー管検定

使用したピトー管検定用二次元風洞を図 2-15 に示し, 検定用ダクトを図 2-16 に示す. なお, 本風洞は, 流路中央断面付近における流れ方向が流速によらず一定であることを確認しており, 流速を $0.0\sim 35.0\text{m/s}$ の範囲で自由に設定することが可能である.

検定方法としては, 検定用風洞内の流速を種々に変え, 各々の流速において標準全圧管による全圧 P_t と標準壁面静圧 P を求めた後, 標準全圧管を取り除き, 検定対象のピトー管の受圧孔を標準全圧管の受圧孔と同じ位置に設置して検定する方法をとった. 具体的な検定方法は以下のとおりである.

① 3 孔ピトー管の全圧孔の向きが検定用風洞の流れ方向と一致するように, ピトー管を風洞にセットする.

② $\kappa = 0^\circ$ において, 左右の側圧孔の圧力差が $(P_l - P_r) = 0$ となるように, ピトー管の支柱を回転させ固定する. この際, β を変化させても $(P_l - P_r) = 0$ となることを確認する. このことは, 実際の流れ角 β の測定値に及ぼす流路幅方向速度成分の影響がないことを確認している.

③ $\kappa = 0^\circ$ の状態にて, 風洞の流速を一定に保ち (すなわち, 標準全圧 P_t および標準静圧 P が一定), ピトー管の支柱を回転させることで流れ角 β を変化させ, 種々の流れ角 β にてピトー管受圧孔から得られる圧力 P_l , P_r , P_c を測定する. これらを風洞の流速を変えて繰り返し行う.

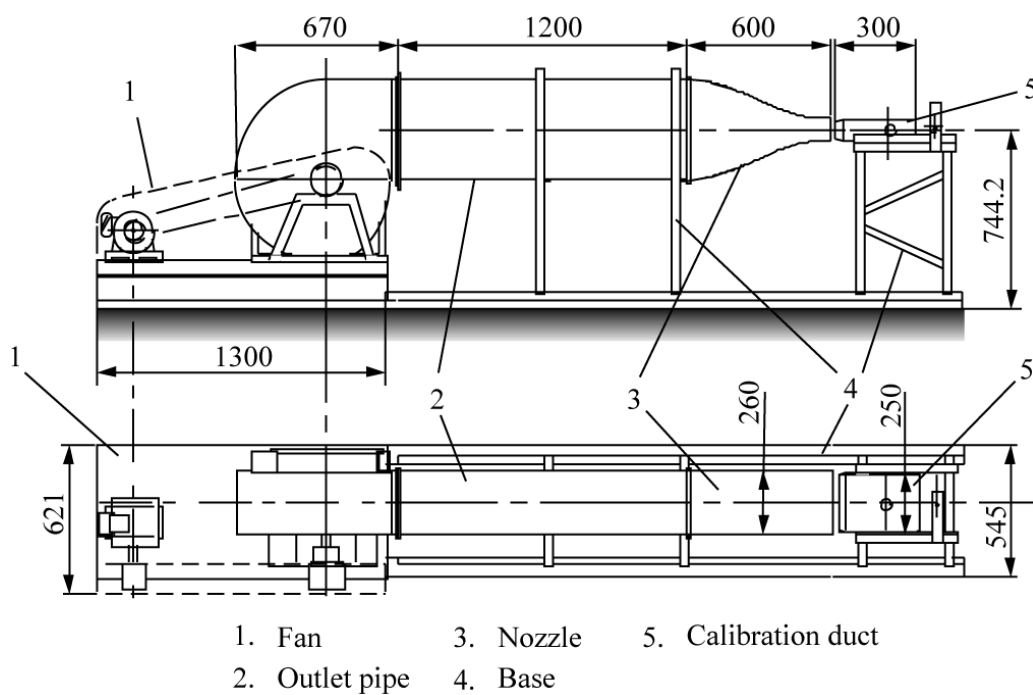


図 2-15 ピトー管検定用二次元風洞

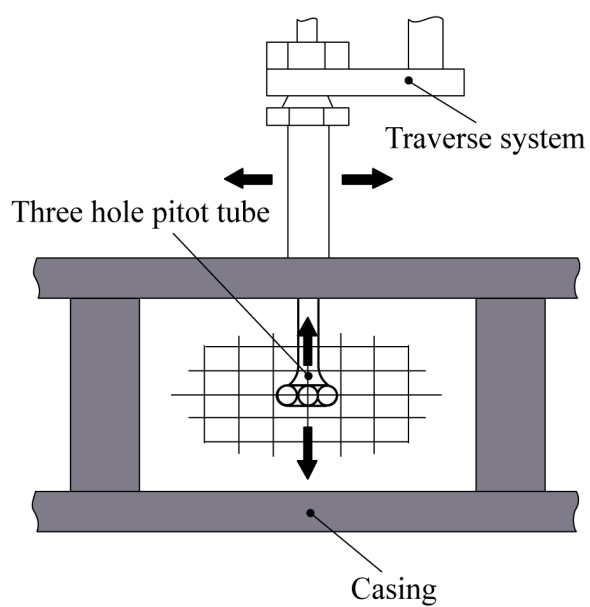


図 2-16 検定用ダクト

次に、補正係数の算出方法について述べる。

上述の検定結果を用いて算出したピトー管の検定結果を図 2-17～図 2-19 に示す。ここで、ピトー管の全圧係数 K_t および速度係数 K_v については、次の式(3.1)～式(3.7)により算出した。なお、本ピトー管を用いて行う実際の測定対象は水であり、検定には空気を使用しているが、ピトー管のプロブ半径から求まるレイノルズ数 Re は検定時と実際の測定時でともに同じ $Re=2.0\sim3.0\times10^3$ 程度である。

標準全圧 P_t 、速度 V および静圧 P の関係は、

$$\frac{P_t}{\rho} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad (3.1)$$

となる。また、検定対象のピトー管から得られる全圧 P_c と標準全圧 P_t の相違は、 $V=0$ のとき $P_c=P_t=P$ となることから、速度の影響によるものと考えられる。したがって、両者の関係は、 P_t および P から求まる標準動圧に修正係数 K_t (ここで、 K_t は全圧誤差を補正するために用いるので以下全圧係数と呼ぶ) を乗じた次式で示される。

$$\frac{P_c}{\rho} = \frac{P}{\rho} + K_t \frac{V^2}{2} \quad (3.2)$$

式(3.1)、(3.2)を用いて静圧 P を消去すると、

$$K_t = 1 - \frac{2(P_t - P_c)}{\rho V^2} \quad (3.3)$$

という関係が求まり、検定結果から全圧係数 K_t が算出される。したがって、検定したピトー管を用いて実測した値 P_c から真の全圧 P_t を求めるときには、式 (3.3) を変形した次の式を用いる。

$$\frac{P_t}{\rho} = \frac{P_c}{\rho} + (1 - K_t) \frac{V^2}{2} \quad (3.4)$$

この場合、真の全圧 P_t を求めるためには、本 3 孔ピトー管により測定される実測値から速度 V を求める必要がある。そこで、次に速度係数 K_v の算出方法について述べる。ピトー管の側圧 $P_l (=P_t)$ についても式 (3.2) と同様な関係が成り立つこととし、修正係数を K_s とすると、

$$\frac{P_l}{\rho} = \frac{P}{\rho} + K_s \frac{V^2}{2} \quad (3.5)$$

と表され、同時に式 (3.1) を用いて静圧 P を消去すると、速度係数 K_v および速度 V は次式から求めることができる。

$$V = K_v \sqrt{\frac{P_c - P_l}{\rho}} \quad K_v = \sqrt{\frac{2}{K_t - K_s}} \quad (3.6)$$

したがって、ピトー管の検定結果を式 (3.6) に代入し、速度係数 K_v を予め求めておけば、ピトー管により測定される実測値 (P_c と P_l) から速度 V が算出できる。

測定した流速ごとのピトー管の検定結果から、以上の式により算出した速度 V に対する全圧係数 K_t 速度係数 K_v をそれぞれ図 2-18、図 2-19 に示す。なお、

図からわかる通り，全圧係数 K_t ，速度係数 K_v はともに速度 V に依らずほぼ一定であり，測定する流れの速度に影響されないと言える．したがって，ここでは便宜上，流速ごとの検定結果の平均値を用いることとした．

(3) 流れ角の β の測定方法

流れ角 β の測定方法としては，ピトー管側圧孔の圧力差 ($P_t - P_r$) がゼロとなるようにピトー管を支柱軸周りに回転させ，その回転角度から求める．しかし，その測定値と実際の流れ角には誤差が生じるため，角度補正を行う必要がある．この角度補正に，図 2-17 に示すピトー管検定曲線を用いる．具体的には，測定したピトー管の各受圧孔の圧力 P_c ， P_t ， P_r を用いて図 2-17 から流れ角 β の補正值を読み取る．この流れ角の補正值を β_c ，実測した流れ角を β^* とすると，実際の流れ角 β は次式で表される．

$$\beta = \beta^* - \beta_c \quad (3.7)$$

次に，流れ角の補正值 β_c を用いて，図 2-18 および図 2-19 より全圧係数 K_t ，速度係数 K_v を読み取る．この際，上述したように流速ごとの検定結果の平均値を用いる．これらの値を用いて，式 (3.6) および式 (3.4) から流速 V および全圧 P_t が求められる．これにより，予め行った自作ピトー管の検定結果を用いて，測定する流れの流れ角 β ，流速 V および全圧 P_t の真の値を知ることができる．また，図中の値は以下の計算式より算出した．

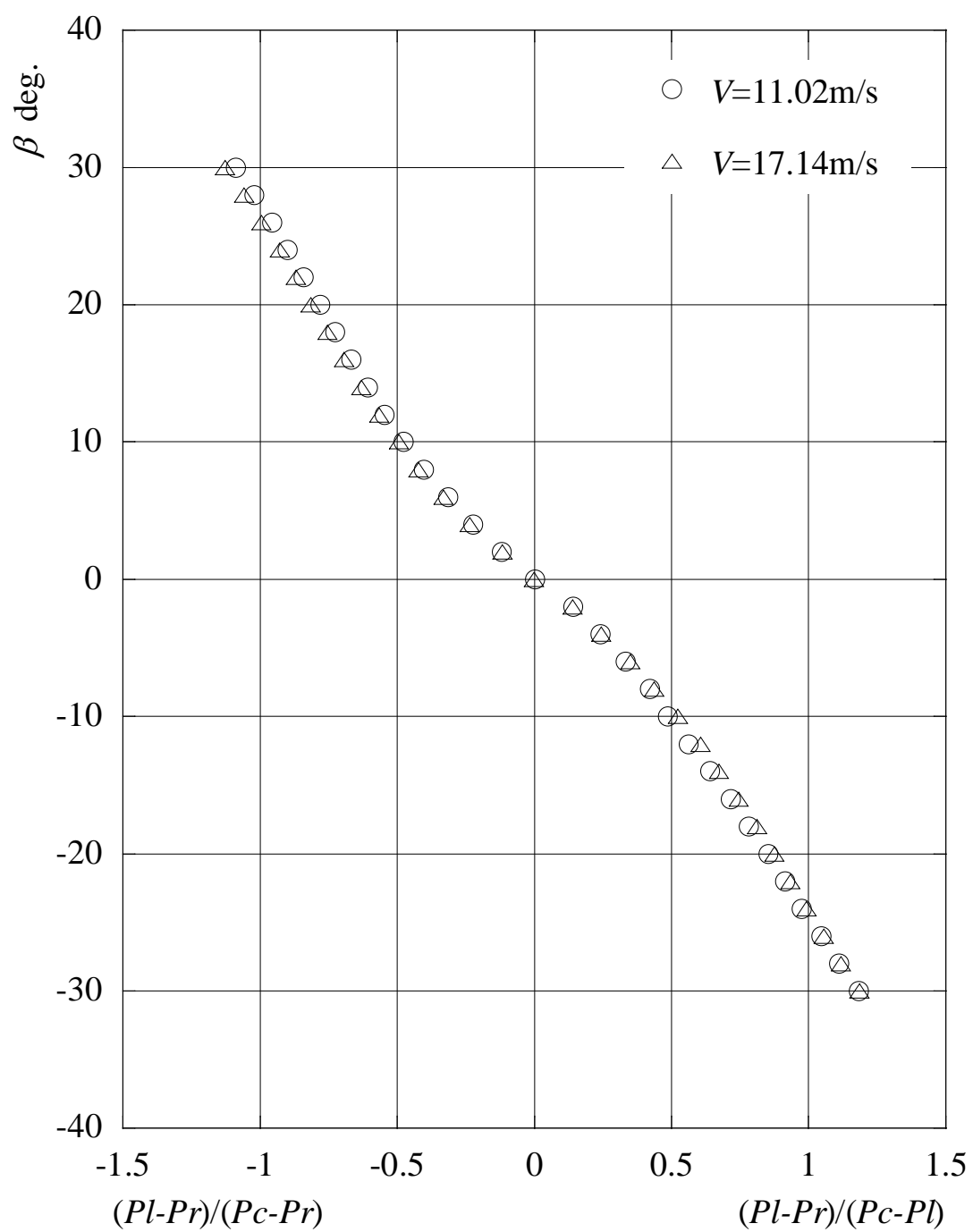


图 2-17 角度補正曲線

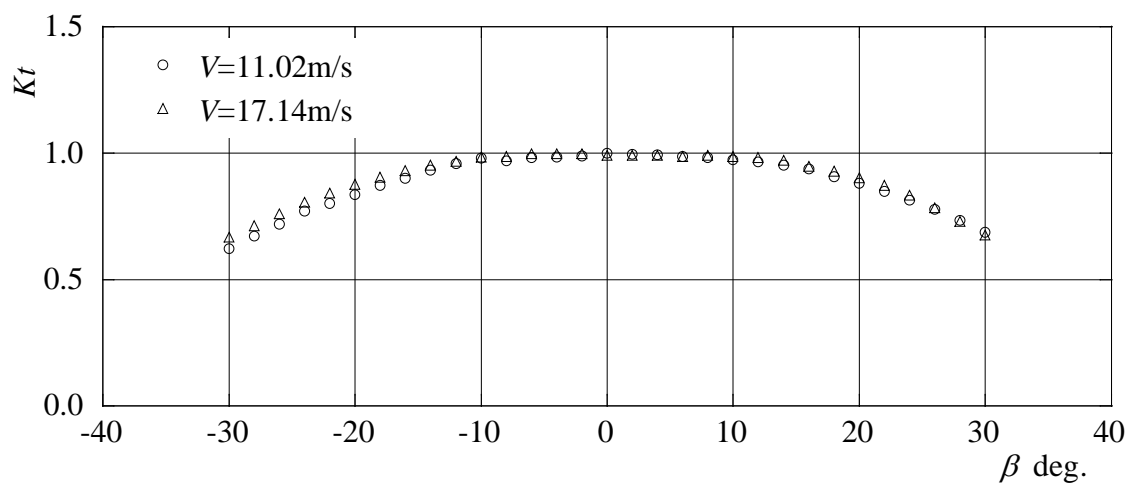


圖 2-18 β - K_t 曲線

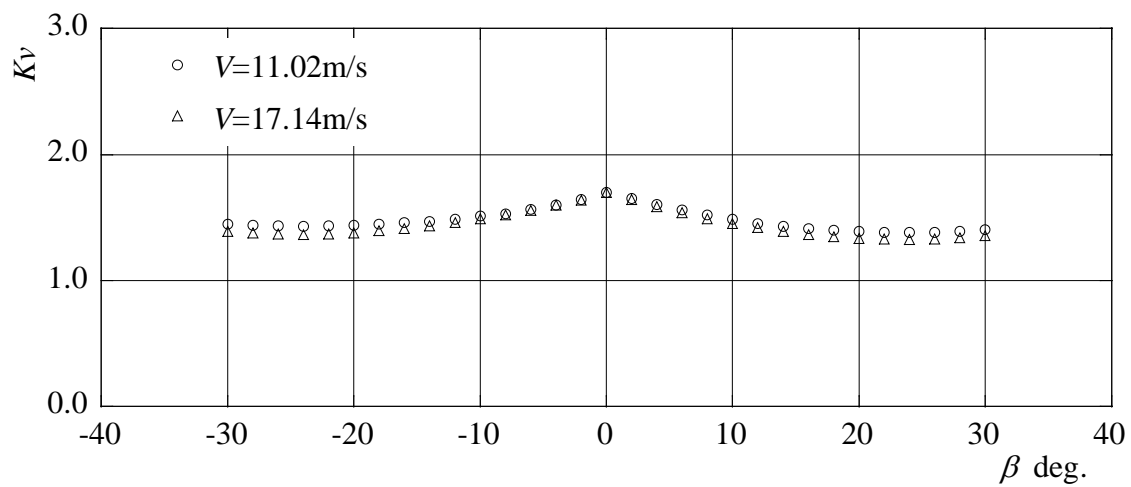


圖 2-19 β - K_v 曲線

2.6 結言

本章においては，設計した水車が本研究で用いるモデルクロスフロー水車として妥当であるか，実験および数値シミュレーションによって検討した．

以下にノズルとランナの特徴を記す．

- (1) 先行研究に基づく設計で，ノズルのスロート比 ($S_0/R_1\delta=\sin\alpha_1$) とガイドベーン開度 ($GO=100\%$) の妥当性を確認した．
- (2) ノズル A のような直線流路の場合では，ノズル先端での損失による速度低下およびランナ入口での圧力低下を招き，水車最高効率値が従前技術に比べ低い結果となった．
- (3) 上記改善のため，形状を等角らせんにしたノズル B で試験を行った結果，最高効率の差は余り見られなかったが，ガイドベーン開度が小さくなるにつれ，ノズル A の効率を大きく上回った．
- (4) ランナは，従前技術に倣って，ランナ羽根入口角 $\beta_1=30^\circ$ とした．また出口角 β_2 は，好適角度とされている $\beta_2=87^\circ$ とした．

第3章 効率向上に向けた改善点の抽出

3.1 緒言

現時点で良好と思われるモデルクロスフロー水車でも，ガイドベーン開度 GO が小さくなるにつれ効率 η/η_{\max} が急激に低下することを，前章で確認した．

本章では，内部流れを実験的に明らかにすることで効率低下の原因を探り，改善策の提案を行うことにした．

3.2 ランナまわりの流れ

3.2.1 Section 1 の流れ

ノズル出口すなわちランナ外周の入口に相当する Section 1 において，半径内向きに周方向から測った絶対流れ角 α_1 ，相対流れ角 β_1 ，絶対速度 v_1 の周方向分布および静圧 Ps 分布を図 3-3 に示す．ここに，速度三角形は図 2-11 に示し， θ (θ の始点は鉛直方向から 16° の位置を示す．) は前述のようにノズル上端からの中心角である[図 2-10 (a)]．また，図 3-3(a)(b)に示す絶対流れ角 α_1 および相対流れ角 β_1 は，ランナ内に向かう方向を正としている．

$GO=100\%$ ， 80% では，流れがガイドベーンに沿って流れ，設計点である絶対流れ角 $\alpha_1=17^\circ$ 付近に集まっている．また相対流れ角も設計点である $\beta_1=30^\circ$ 付近に集まり，ランナブレードに対し無衝突流入に近い．また静圧 Ps は，ガイドベーン後縁位置付近からノズル先端方向へ緩やかに増加しているが，ノズル先端部では，静圧 Ps は減少し，絶対速度 v_1 が増加している．

図 3-3(e)に示す v_θ/u_1 は，流れの周方向成分 v_θ の一様性の確認である．これ

によれば、ほぼ理想的な形で速度分布が均平化されていることが分かる。そして、 $GO=60\%$ 以下となると、絶対流れ角 α_1 および相対流れ角 β_1 は、負となり水の流れは外に向かっている。このことが、図 2-8 に示す 60%からの水車効率の低下の一因と考えられる。

図 3-1 は、 $GO=60\%$ の時のガイドベーン位置を示す。ガイドベーン腹側で上流・下流とも同面積であることから、図 3-3(c)に示す速度分布で明らかなように $0 < \theta < 20^\circ$ の範囲で、 $GO=100\%$, 80% では速度が上昇傾向にあるが、 $GO=60\%$ では若干減少傾向にある。そのことから見て、効率低下の起点は $GO=60\%$ と考えてよい。

とくに、 $GO=20\%$ のガイドベーン腹側では ($0 < \theta < 55^\circ$) 半径外向き流れとなり[図 3-3 (a)], その流れがガイドベーン背側の流れと合流し、 $\theta > 55^\circ$ の限られた範囲でランナは仕事をし、下側ケーシング付近では無衝突流入に近くなる[図 3-3(b)]. なお、 $\theta = 70^\circ$ 付近で相対流れ角が大きくなるのは、絶対流れ角 α_1 が大きいわりには速度 v_1 が遅い[図 3-3(c)]ためであり、多かれ少なかれランナにブレーキ作用が働いている。また静圧 P_s は、 $0 < \theta < 30^\circ$ では、ほぼ 0 に近いにも関わらず[図 3-3(d)], 絶対速度 v_1 は急激に低下している。これは、ガイドベーンの腹側に沿って、前縁から後縁に向かうコアンダ効果が働き、ガイドベーンに引き寄せられた流れがランナ付近の測定点を外れ、ランナ外方向に流れていることを意味する。

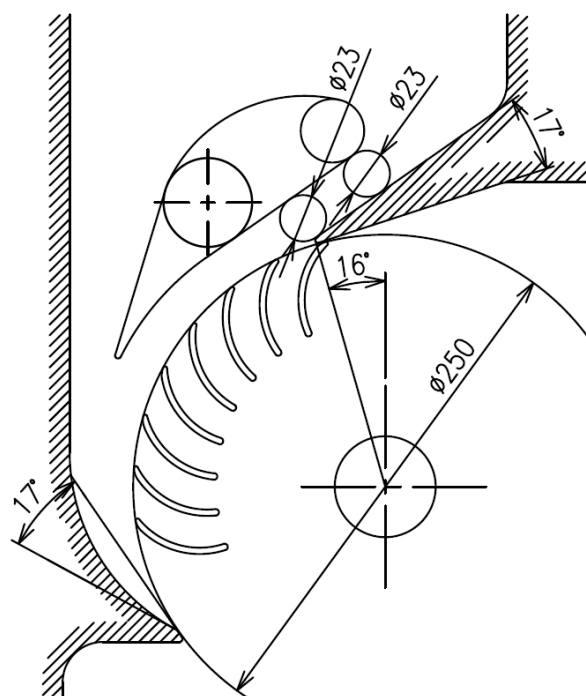


図 3-1 ガイドベーン開度 GO=60%

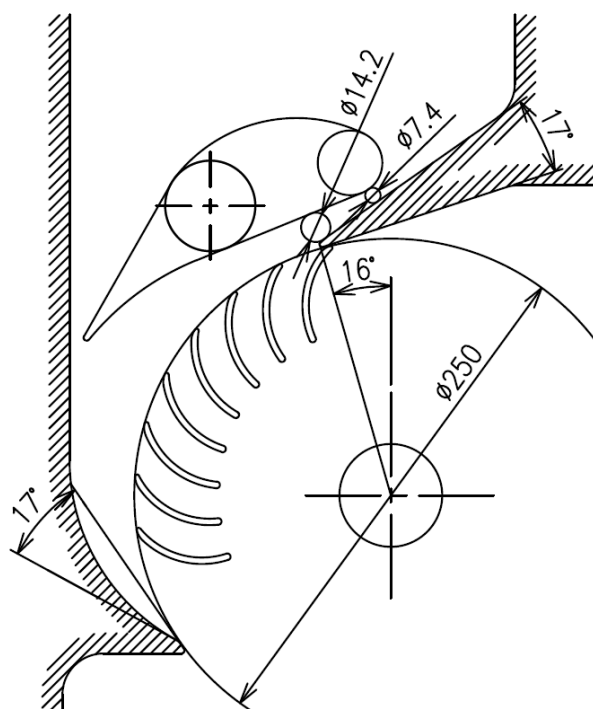


図 3-2 ガイドベーン開度 GO=20%

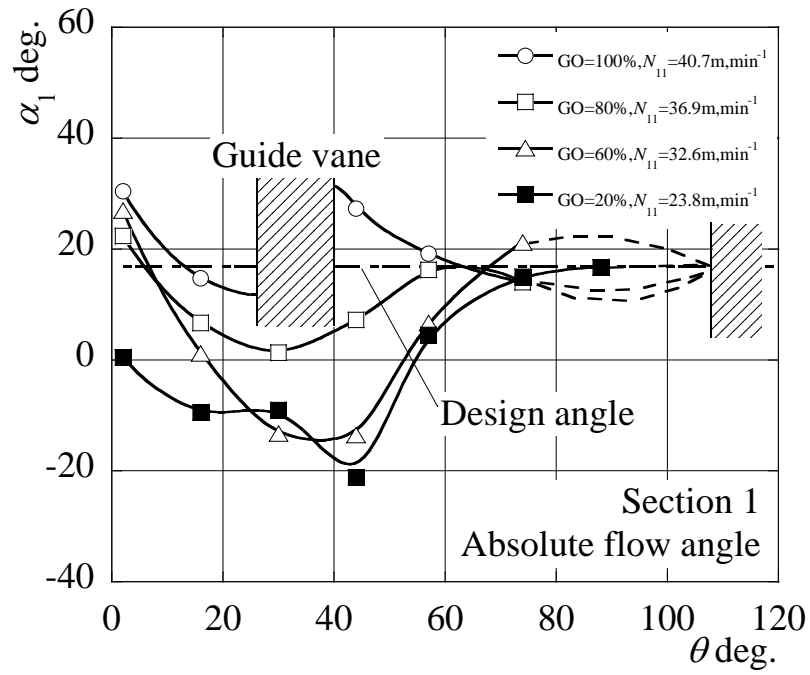


図 3-3(a) Section 1 絶対流れ角 α_1

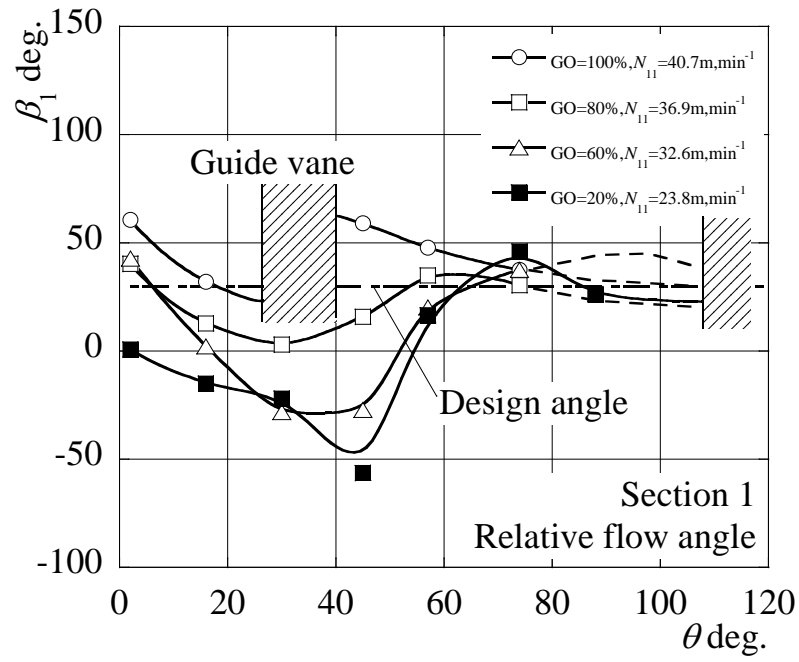


図 3-3(b) Section 1 相対流れ角 β_1

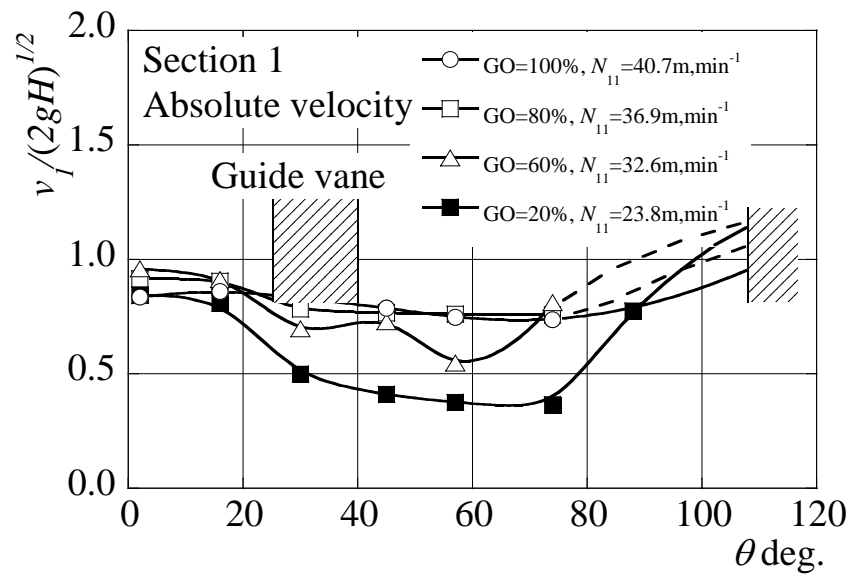


図 3-3(c) Section 1 絶対速度

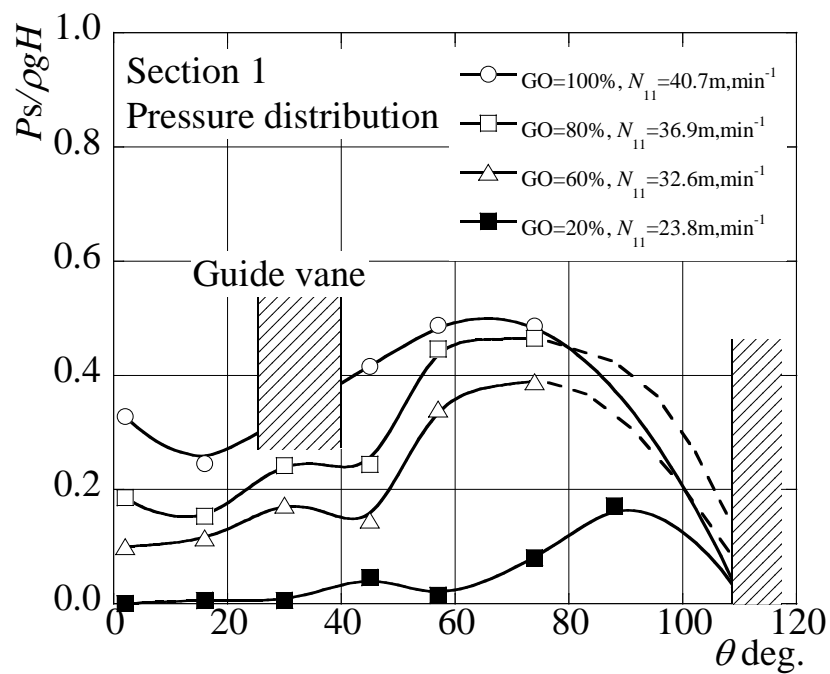


図 3-3(d) Section 1 静圧分布

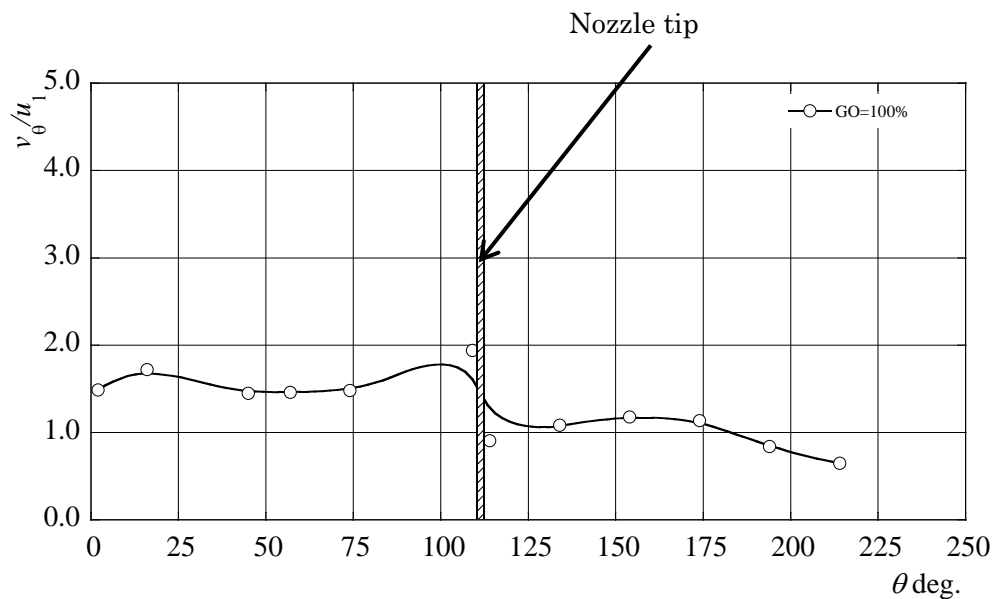


図 3-3(e) v_{θ}/u_1

3.2.2 Section 2 の流れ

ノズルからの流れが仕事をしてランナの内側に出た流れと、再度ランナに仕事を与える Section 2 の流れを図 3-4 に示す（流れ角は図 2-11 参照，貫流の外端は気液混相となり計測が不可能なのでその位置を目視で求めた）．この断面の流れはクロスフロー水車の特徴である貫流の状態を示しており，ランナブレードからの流出（ $\alpha_2 > 0$ ）と羽根への再流入（ $\alpha_2 < 0$ ）が混在し， $\alpha_2 = 0^\circ$ の位置がその境目を与える．ガイドベーン開度によって入口ノズルからの流入範囲は異なるから貫流範囲も異なり，ガイドベーン開度が小さいと $\alpha_2 > 0$ の範囲が中心角 θ の大きい位置に移行し，その分， $\alpha_2 = 0^\circ$ となる中心角も大きくなる．即ち，ガイドベーン開度が小さくなるにつれ，Section 1 での流入範囲が狭くなり，同様

に Section 2 の羽根から流出する流れ ($\beta_2 > 0$) も狭くなっている。これは横断流に比べ、反転流[図 3-5]の割合が大きいことを意味する。 θ に対する Section 2 の流れの様子はガイドベーン開度によらずほとんど同じ傾向を示しているが、図 3-4(b)からわかるように、ランナに再流入する流れは低流量になるほど顕著にブレードに沿っていない。こうしたことから、これらの要因が水車効率の低下につながっているものと見られる。

$\theta > 120^\circ$ で絶対速度 v_2 が大きくなるのは、測定点がランナ中心下方になることによる、位置エネルギーの差によるものである。それに対し、静圧 P_s は低下の傾向にある。

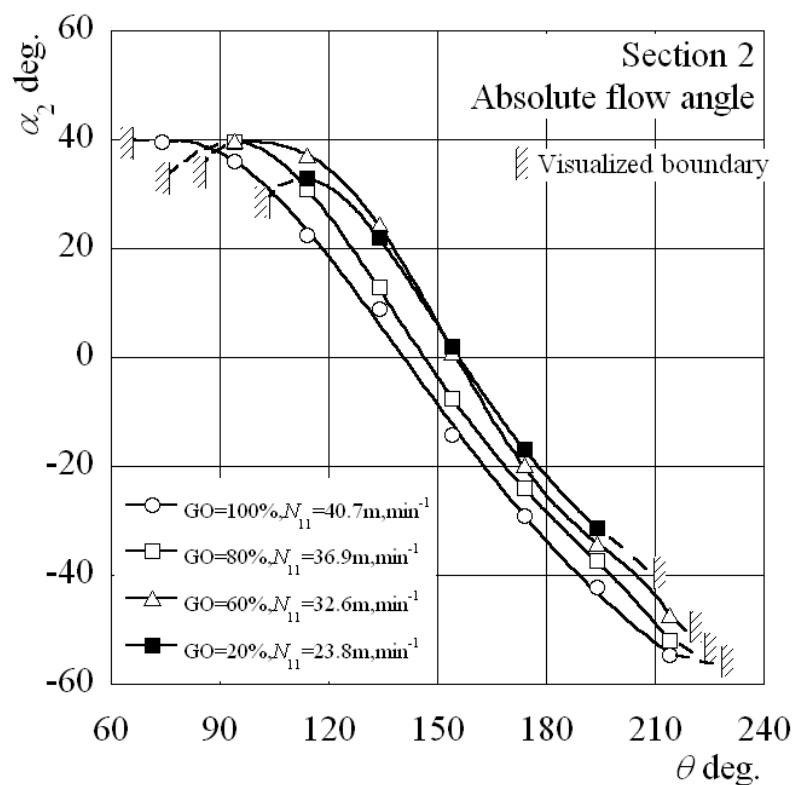


図 3-4(a) Section 2 絶対流れ角 α_2

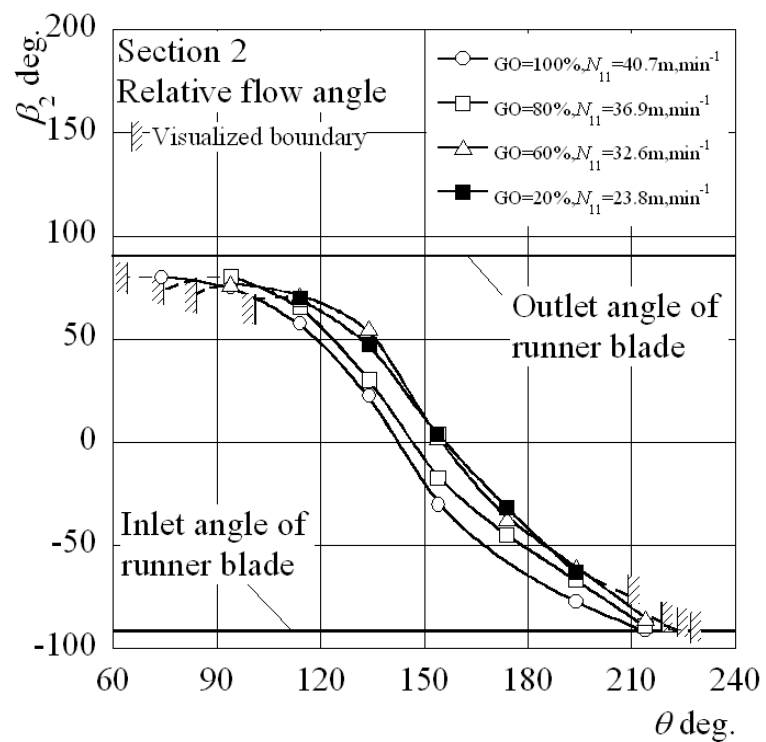


図 3-4(b) Section 2 相対流れ角 β_2

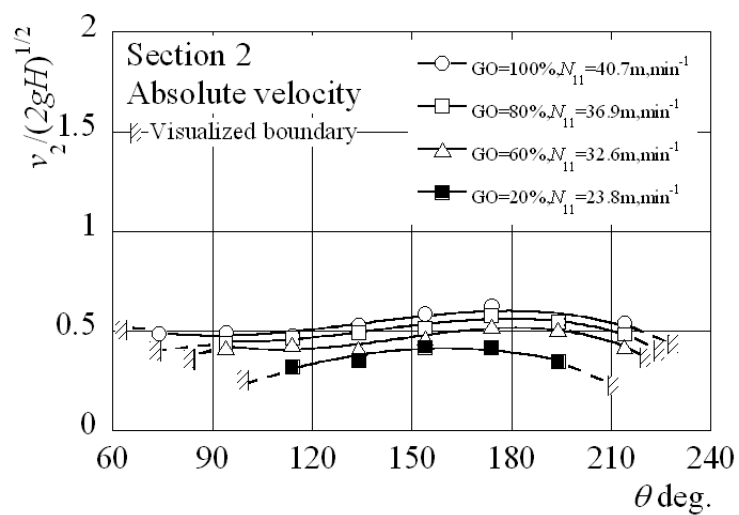


図 3-4(c) Section 2 絶対速度

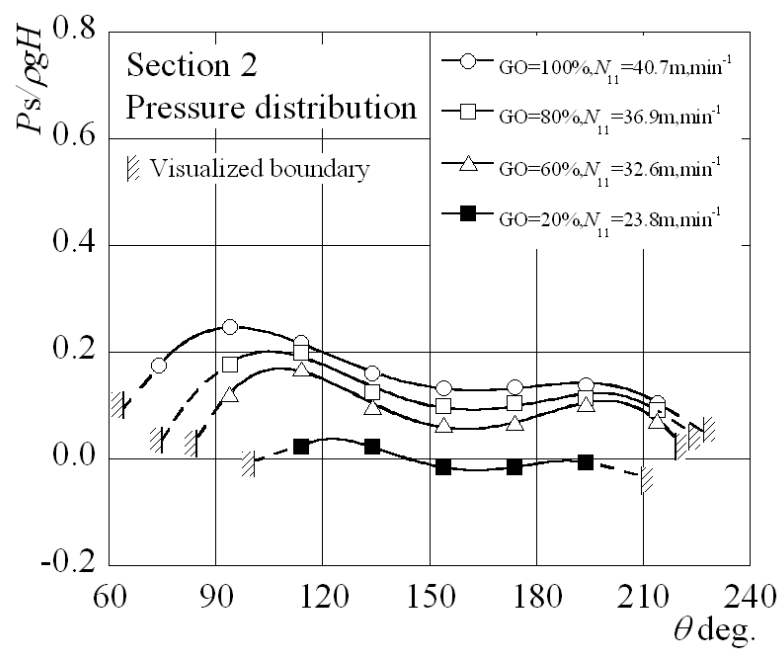


図 3-4(d) Section 2 静圧分布

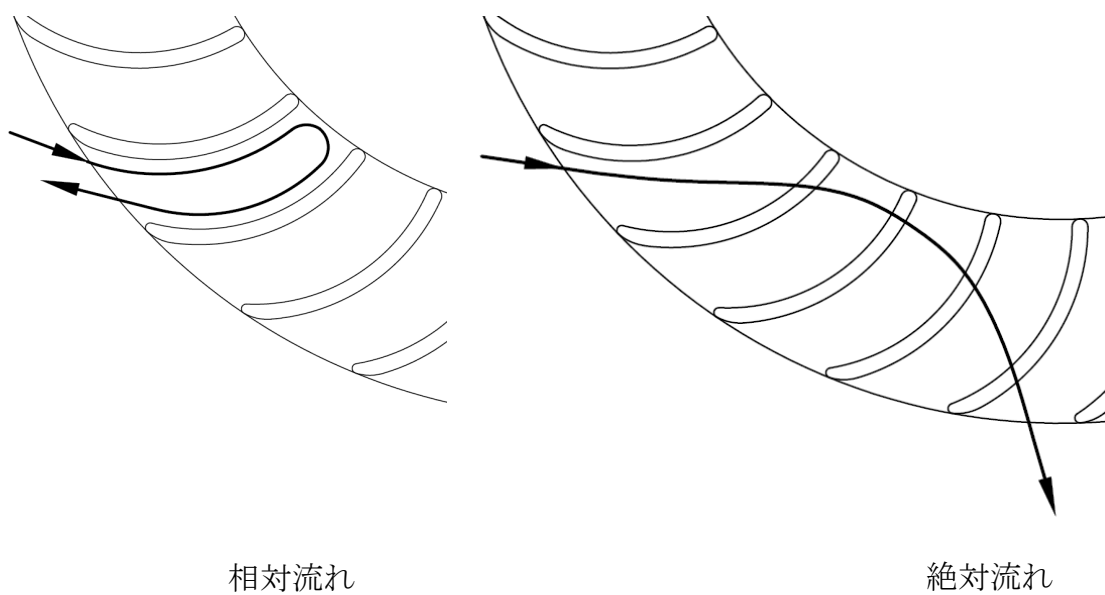


図 3-5 反転流れ

3.2.3 Section 3 の流れ

ノズルから入った流れがランナに仕事を与えた後そのままランナ外周から吐き出される領域 (Section 1-3) と、前述の貫流が再度ランナに仕事を与えた後に流出する領域 (Section 1-2-3) を有する Section 3 における絶対流れ角 α_3 を図 3-6 に示す (流れ角と速度は図 2-11 参照). 例えば, $GO=100\%$ と $GO=20\%$ の流量配分から求めると, 両領域は $\theta=187^\circ$ ($GO=100\%$), 203° ($GO=20\%$) で分離される. Section 3 の領域は, ランナ内を横切った流れ (Section 1-2-3) とランナ内に流出せずそのままランナ外周から流出する流れ (Section 1-3) が混在する. ランナ内を横切る流れは Section 2 の計測結果で知ることができる (たとえば図 3-4 (a) の $\alpha_2=0$ を与える θ より中心角が小さい領域がその流量を与える). 従って, Section 1 の流量と上記が分かれば, (Section 1-3) の流量も分かる.

Section 3 では廃棄損失が最も少ない流れ角 $\alpha_3 = -90^\circ$ で流出するのが理想的であるが, ガイドベーン開度 $GO=20\%$ では全域 -90° よりも大きく, すなわちランナは角運動量を吸収しきれずに廃棄している. これは, 反転流の割合が増加したことによるものと考えるのが自然である.

とくに $GO=20\%$ において, $\theta=160^\circ$ 付近で絶対速度 v_3 が, 大きくなっているのは, 流量が反転流領域を占める割合が大きいため, ノズル先端部の流速が増加したことによる. また, 相対流れ角 $\beta_3=-120^\circ$ (正方向に) で突出して小さくなったのも絶対速度 v_3 が大きくなった裏付けである.

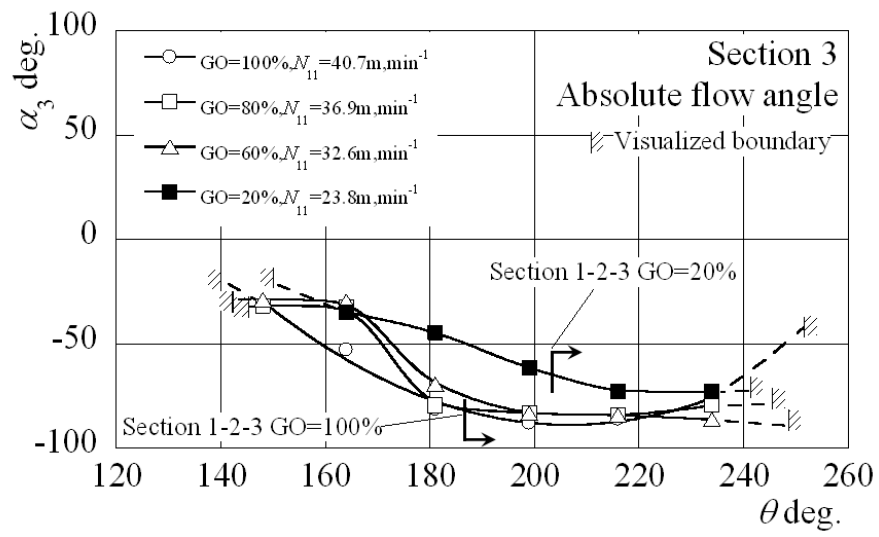


図 3-6(a) Section 3 絶対流れ角 α_3

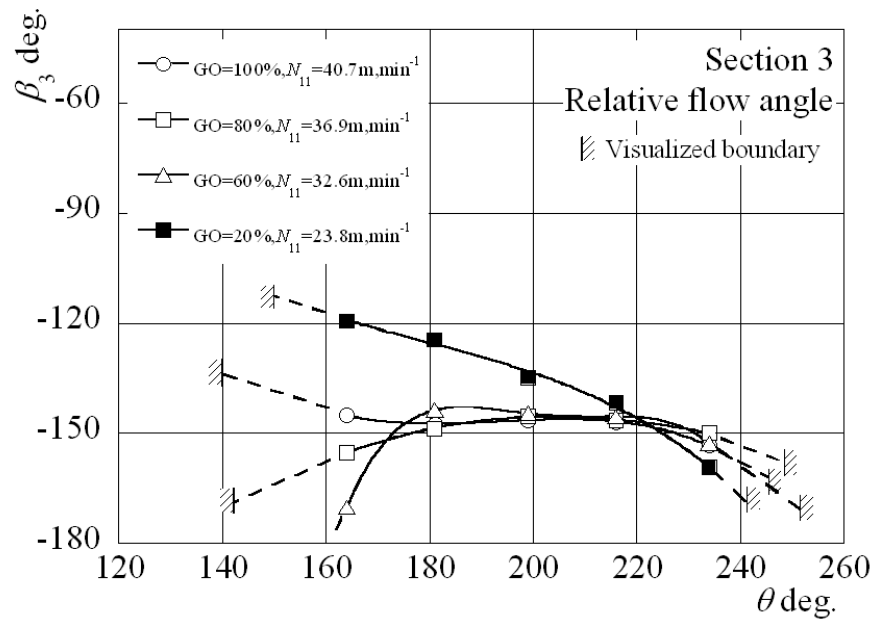


図 3-6(b) Section 3 相対流れ角 β_3

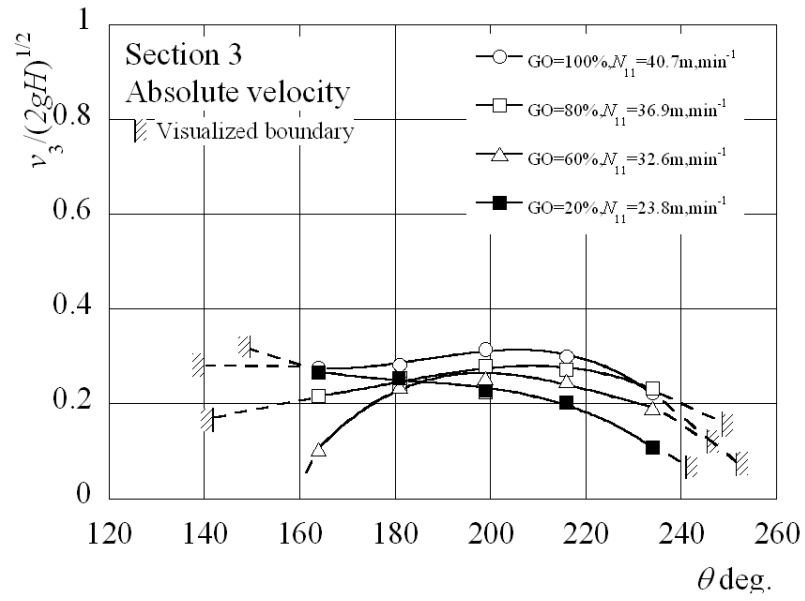


図 3-6(c) Section 3 絶対流れ

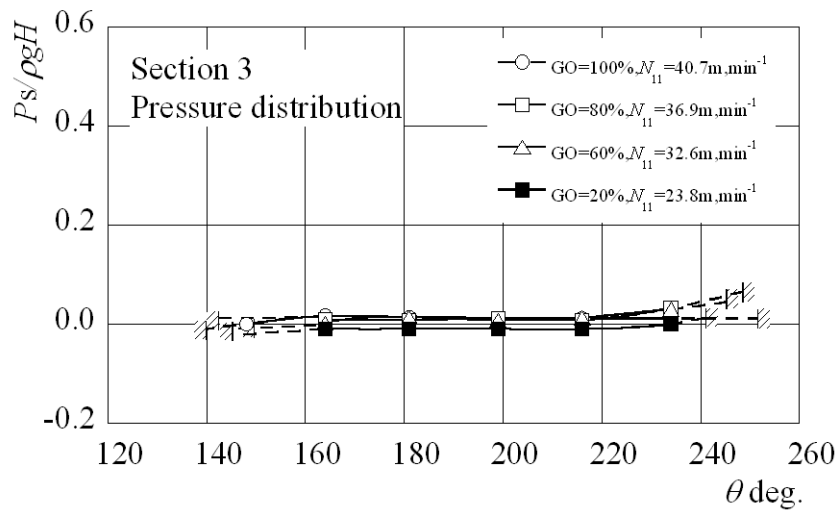


図 3-6(d) Section 3 静圧分布

3.2.4 循環流れの様子

図 3-7 は、GO=100%での循環流れを示す。



図 3-7 循環流れの様子

この循環流れは、ガイドベーン開度によらず、目視によって常に生じている様子が観察された。循環流れは、ランナのブレード間に残留し、ランナの回転抵抗になるばかりでなく、ランナ内に反転し再流入することで Section 2 の流れに悪影響を与えていると考えられる。

循環流れの量を定量的に測定することは困難であるため、ガイドベーン開度による循環流れの量の推移は明らかにされなかったものの、こうした回転抵抗は低流量運転になればなるほどその影響の割合が高くなることが考えられる。

また、この循環流れが生じる原因としては、Section 2 の再流入時における流入角とブレードの迎え角の不一致がその一因として挙げられる。

3.3 流線毎の仕事率

本研究の目的である低流量運転における効率向上を図る手段として、流線毎の仕事率を求めた。とくに効率低下が目立つ $GO=20\%$ 時を対象に $GO=100\%$ 時との比較を行った。

各々のガイドベーン開度における最高効率運転点で測定した Section 1, 2, 3 を通過する流量を中心角方向に 10 等分し、各流量を与える幅の中心位置を流れ方向に滑らかに連ねた絶対流れの流線を図 3-8 に示す。S1, S10 の位置はそれぞれ水流の外端部を目視で求めた結果であり、またランナブレード間および貫流部の各流線形状は推定の域を出ないが、以下は各 Section 位置での計測結果から求めたものである。

図 3-9 はそれぞれのガイドベーン開度の最高効率点において、式(3.1)から求めた流線毎のランナが得た理論仕事率割合 ε を示す(速度から求めているのでこのように仮称することにした)。

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{B \left(\int_{IN} uv_u v_r r d\theta - \int_{OUT} uv_u v_r r d\theta \right)}{\sum_{s=1}^{10} B \left(\int_{IN} uv_u v_r r d\theta - \int_{OUT} uv_u v_r r d\theta \right)} \quad (3.1) \\ &= \frac{P_{ST}}{\sum P_{ST}} \\ &= \frac{\left(\begin{array}{l} \text{流れ計測による角運動量変化} \\ \text{から求めた各流線の仕事率} \end{array} \right)}{\text{各流線の仕事率の総計}}\end{aligned}$$

ここに，添字 *IN,OUT* は各段の入口，出口， v_u ， v_r は各流線上の絶対速度の周方向および半径方向成分， B はランナ流路幅， r は各 Section の半径， $d\theta$ は各流線を挟む微小中心角（その間を流線上の流れで代表）を示す．

イドベーン開度が小さくなると，Section 1→3 における ε の増加，すなわち Section 1→2→3，とくに Section 1→2 の ε の減少が顕著である．これに対し，設計ガイドベーン開度 $GO = 100\%$ では Section 1→2 での仕事が目立つ．このことと図 3-9 の結果は，低流量域で水力効率を向上させるためには，Section 1 の θ が小さい領域での流入状態を改善すべきことを示唆しているかもしれない．

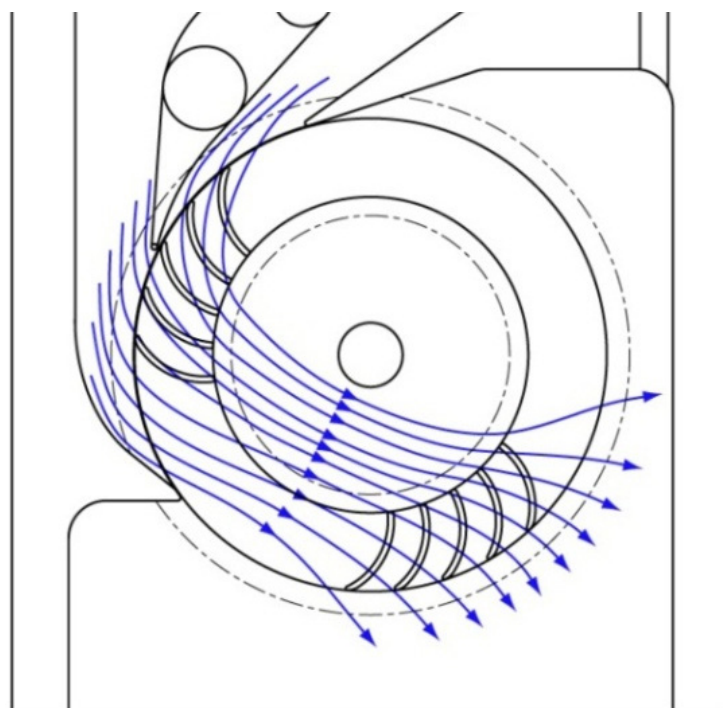


図 3-8(a) GO=100%における流線図($N_{11}=40.7\text{m, min}^{-1}$)

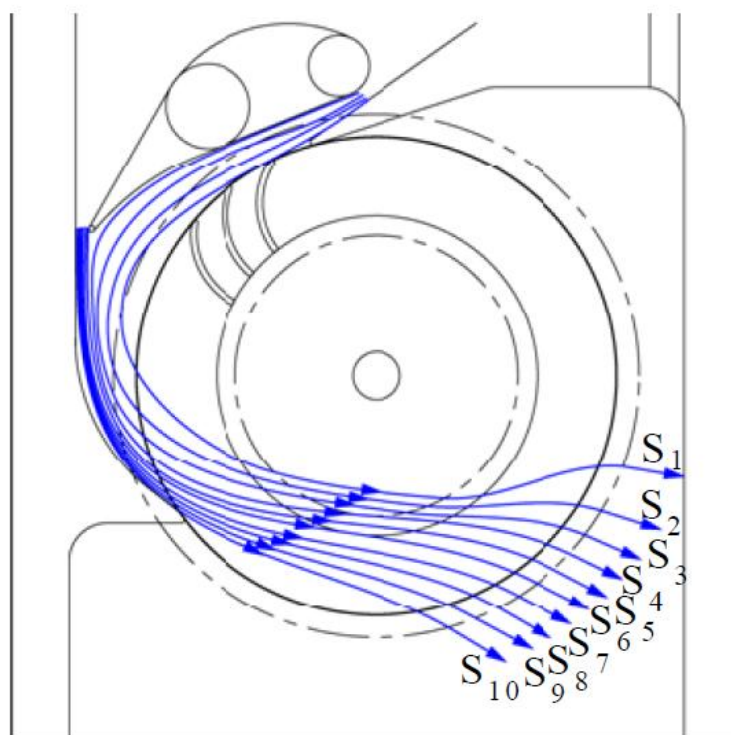


図 3-8(b) GO=20%における流線図($N_{11}=40.7\text{m, min}^{-1}$)

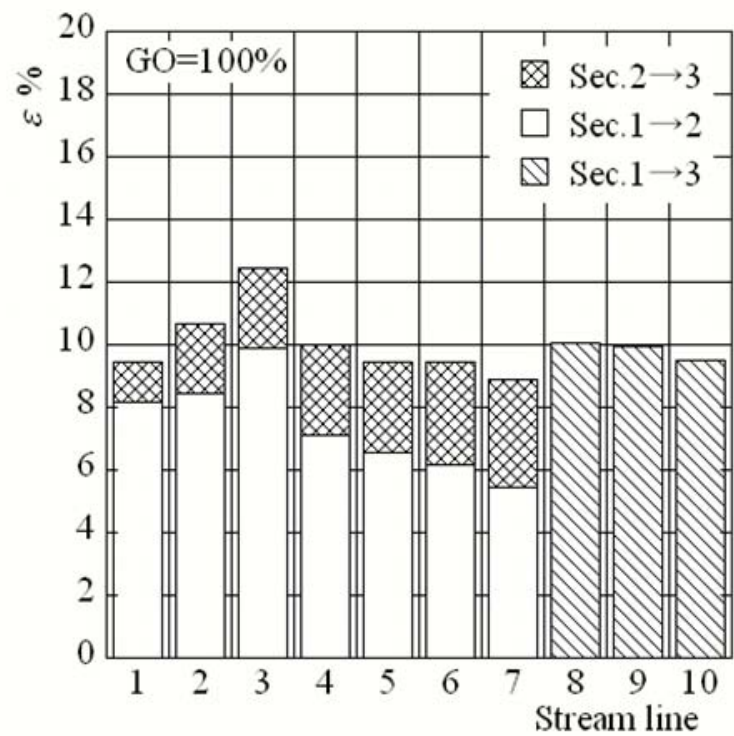


図 3-9(a) GO=100%における各流線の仕事率($N_{11}=40.7\text{m, min}^{-1}$)

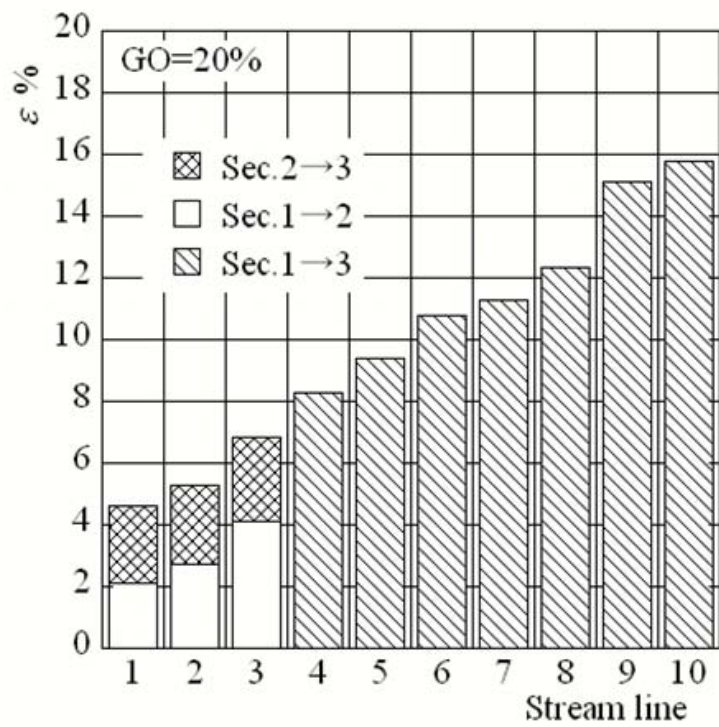


図 3-9(b) GO=20%における各流線の仕事率($N_{11}=40.7\text{m, min}^{-1}$)

3.4 効率低下となる原因の抽出

前項の結果より, 低流量運転時の効率低下の原因をまとめると, 以下の(a)(b)(c)に大別される.

(a) Section 2 において, 流れがランナに再流入するときの相対流れ角は, θ の大きいところで 90° より小さく, 正方向の迎え角となり, ブレードの迎え角と合っていない. これは, とくにガイドベーン開度が小さくなるほど顕著になる. これによって, 循環流れが水に動力を与えていると考えられ, 循環流れが回転抵抗となり, さらにランナ内に再流入したときに Section 2 の流れに悪影響を与えていると考えられる.

(b) Section 1 において, 低流量時 (とくに $GO=20\%$) にガイドベーン腹側に前縁から後縁にかけてコアンダ効果が生じ, この影響で $0 < \theta < 55^\circ$ での流れがガイドベーンに沿って流れ, その方向はランナ外向きとなっている.

そのため, $0 < \theta < 30^\circ$ での高い周方向速度成分 v_θ がランナに流入せず, 有効に利用されていない. 図 3-10 に示す半径方向速度成分 v_r は, 流入面積一定のため, 流入量と比例するものであるが, v_θ の大きい範囲で v_r は負の値となり, 流入していない様子が良く分かる.

また, ガイドベーン背側と腹側の流れが衝突し, 衝突損失が生じている. そして, Section 1 の流入範囲は狭くなり, とくにノズル先端 ($\theta=109^\circ$) 付近に流れが集中するため, 反転流の割合が増加する. この反転流は, ランナブレードに囲まれて流れるので, 流速は周速とほぼ同じまで減速し, 貫流部を流れてく

る場合よりも遅くなる．また，貫流部を流れてくる水は流速が速いので，ランナ出口で回転方向と逆を向いている相対速度も大きくなり，絶対速度の回転方向の周方向成分は小さくなる．逆に反転流は，相対速度が小さくなるので，絶対速度の回転方向の周方向成分は大きくなる．

したがって，低流量域ではランナ出口での回転方向流速が大きくなり，角運動量が大きいまま流出するため，ランナに働くトルクが小さくなり，受ける動力が減少することになる．

(c) ガイドベーン開度 GO が小さくなるにつれ，設計パラメータとして利用していた $S_0/R_1\delta$ の関係がくずれ，流れの一様性が失われる．

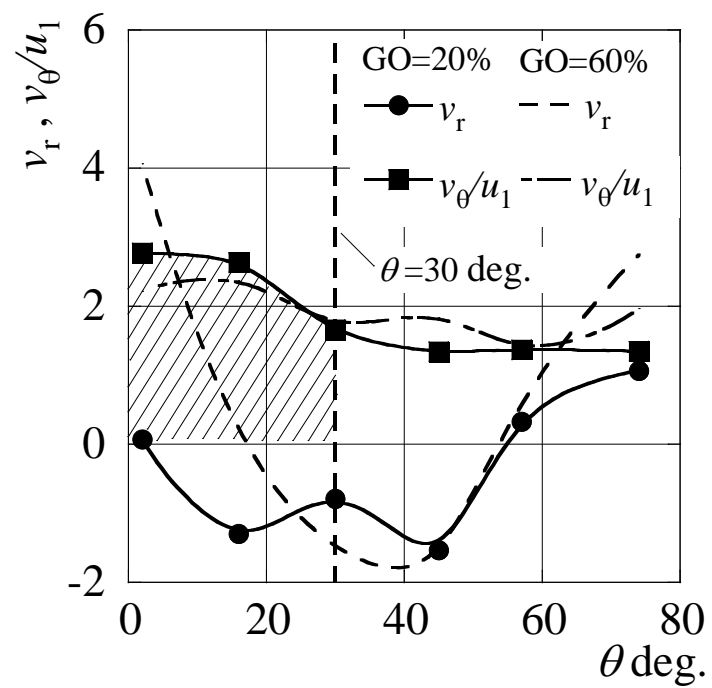


図 3-10 GO=20%, 60%における v_r および v_θ/u_1

3.5 改善策の提案

前項で挙げた効率低下の原因を踏まえ，ここに改善策の提案する．とくに，水車効率低下が顕著であった $GO=20\%$ の流路を改善すべく，次のような構想を練る．

(1) インナーガイドの提案

3.4 項に挙げた，原因(a)に対して，コアンダ効果を利用したインナーガイド[図 3-12]を提案する．コアンダ効果は，ルーマニアのアンリ・コアンダが発見したもので，粘性流体の噴流が近くの壁に引き寄せられる効果[図 3-11]のことである．これにより，下記に示す効果を期待するものである．

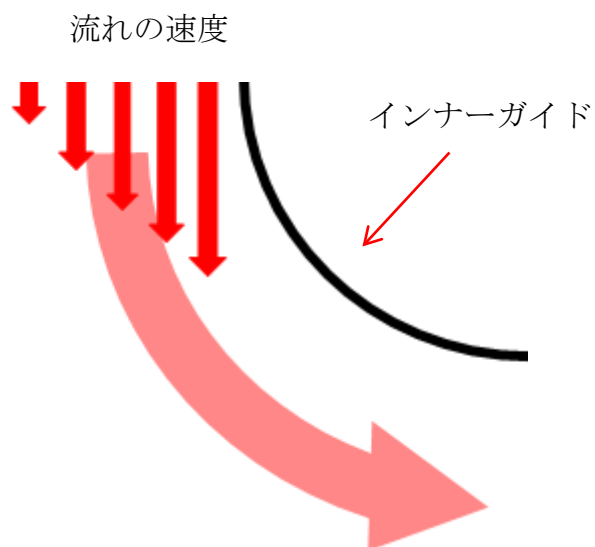


図 3-11 コアンダ効果

- ・ランナに再流入する際の流入角を制御し，羽根に対し理想的な迎え角を与え，流れの状態を改善させる．
- ・上記により，第２段出口の廃棄損失を減少させる．
- ・循環流れの抑制により，第２段の羽根から流出した水が再び流入させないことや流入した水をインナーガイドでブロックし，内部流れに悪影響を与えさせないことも想定している．

(2) 整流板の提案

3.4 項に挙げた，原因(b)(c)に対する改善策として，図 3-12 に示すガイドベーン腹側に取り付ける整流板を提案する．これは，以下の効果を期待したものである．

- ・ θ が小さい範囲の流れ方向を強制的に内向きにし，ランナに流入させここでの周方向速度成分 v_θ をランナに吸収させる．

- ・ θ が小さい範囲で流入させることで，横断流の割合を増やし，廃棄損失を減らす．

- ・ガイドベーン腹側（ランナ側）と背側の２つの流路をガイドベーン開度によらず完全に分割し，流れの衝突を防ぐ．

- ・流路が分割されたため，ガイドベーン腹側（ランナ側）においては $S_0/R_1\delta$ の関係をガイドベーン開度によらず，常に成立させることができる．

以上より，低流量運転時における効率向上を目指した水車として，図 3-12 のようなインナーガイドと整流板を併せ持った水車を提案する．

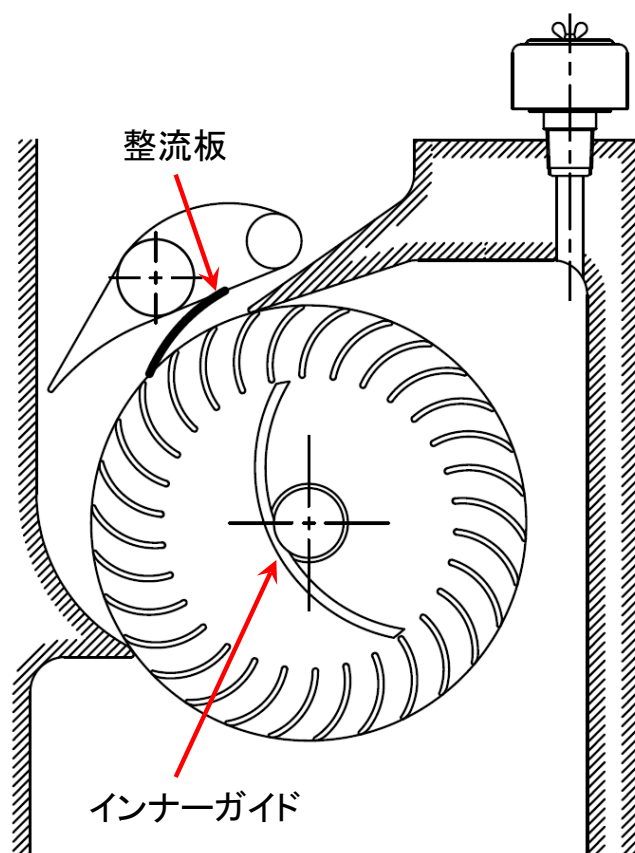


図 3-12 提案する水車

3.6 結言

本章では，モデルクロスフロー水車を用いた内部流れの測定を行った．自作したコブラ型3孔ピトー管を用いて，各 Section における絶対流れ角 α ，および絶対速度 v を実測し，ランナまわりの流れとランナ仕事を明らかにした．

- (1) ガイドベーン腹側に生じるコアンダ効果や，
- (2) 貫流した流れがランナに再流入時の流入角とブレード角の不一致，
- (3) ガイドベーン開度が小さくなるにつれ，流入範囲が狭くなり，横断流に比べ，反転流の割合が大きくなることで，ランナは角運動量を吸収しきれずに廃棄している．

以上の結果を踏まえて，低流量域における効率向上策として，インナーガイドと整流板の改善策を提案した．

第4章 インナーガイドの効果

4.1 緒言

第3章でモデルクロスフロー水車内部の流れを測定し、 $GO=60\%$ 以下での効率低下の原因を抽出した。本章で取り扱うインナーガイドは、Section 2での横断流がランナブレードに再流入するときの流入角を制御し、羽根に対して理想的な迎え角を与えることを目的とし、これにより Section3での廃棄損失を減じ、かつ循環流れの抑制と、循環流れのランナ内再流入の内部流れに対する悪影響を防ぐ効果を期待するものである。

4.2 インナーガイドの形状

インナーガイドの形状については、水の流れの抵抗を極力小さく抑える必要があると考え、 $GO=100\%$ の時のランナ内の水の流れ(流線)をスケッチして、それに近いインナーガイドの曲線を描き製作した。それは、半径 R_{IG} が 160mm の 1 円弧からなっており、ランナ内径に対し、片側 1mm の隙間を設け、図 4-1 に示す構造とした。

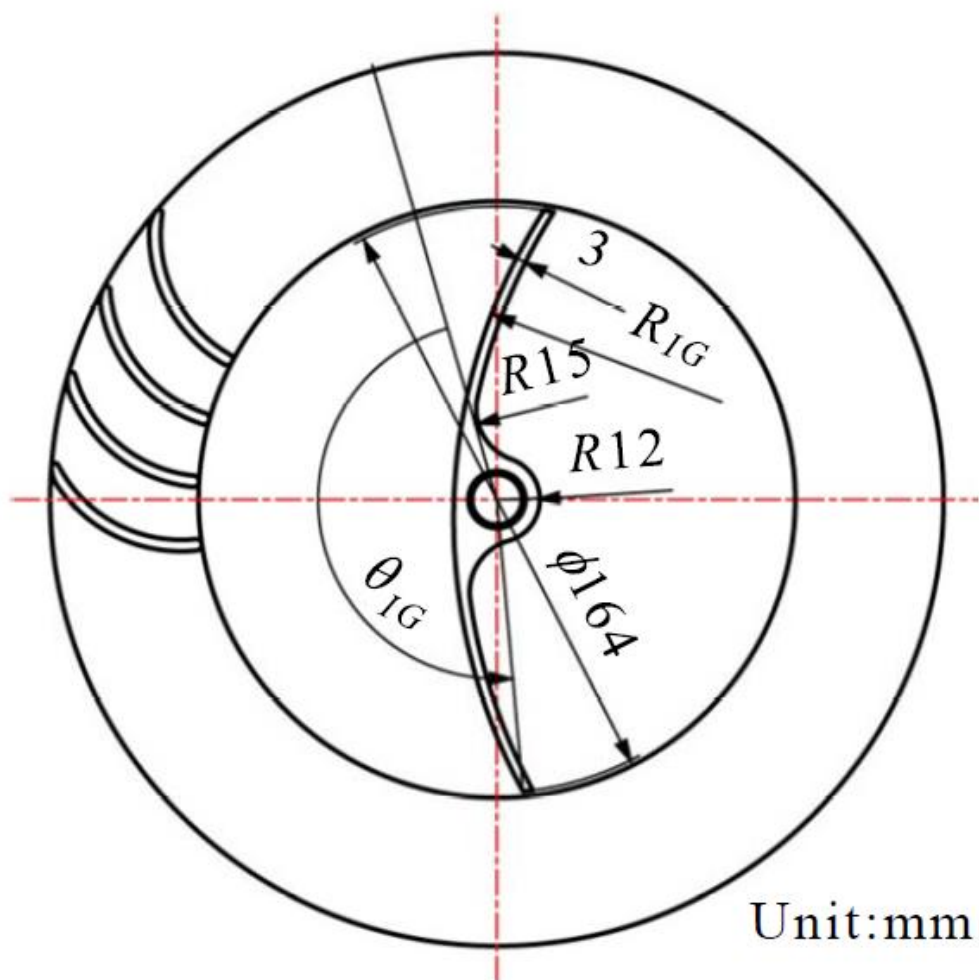
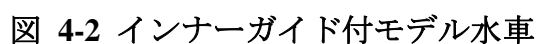


図 4-1 インナーガイドの構造

実験装置および測定方法は、第 2 章で説明した装置を用い、内部流れの測定方法は、第 3 章の方法を用いる。ここに、本水車の特徴である（貫流をコントロール）インナーガイドを装着したモデル水車の構造を図 4-2 に示す。インナーガイドは、ランナ軸中心まわりに取り付け角 θ_G を調整することができる。



インナーガイドの取付け角度 θ_{IG} による水車効率を図 4-3 に示す．なお，水車効率はモデルクロスフローの最高水車効率 η_{\max} で除している．その中では取付け角度 $\theta_{IG}=220^\circ$ が良好となり， $\theta_{IG}=200^\circ$ では効率低下が目立つ．ここで準備した単一円弧のインナーガイドでは，取り付け角を 220° にすると図 4-4 に示す

ように比較的スムーズに流水を案内することが可能である。しかし、取り付け角 θ_{IG} を 210° より小さくすると、図 4-5 に示すように、一部の貫流がインナーガイドの壁面に沿って二分してしまう。インナーガイド上部に流れた一部の貫流がランナの回転抵抗となり、性能低下を招いたと考えられる。

次に、インナーガイドの取付け角度 $\theta_{IG}=220^\circ$ の時の $GO=100\%\sim 60\%$ までの水車効率を測定した結果を図 4-6 に示す。インナーガイド無に比べ、若干水車効率は減少している。とくに、回転速度が小さい領域である $N_{11}<35$ では、水車効率の減少が顕著である。これは、回転速度が小さいほど、 β_2 が正の方向に小さくなり、インナーガイドに干渉による損失の増加で水車効率が減少したものと考えられる。

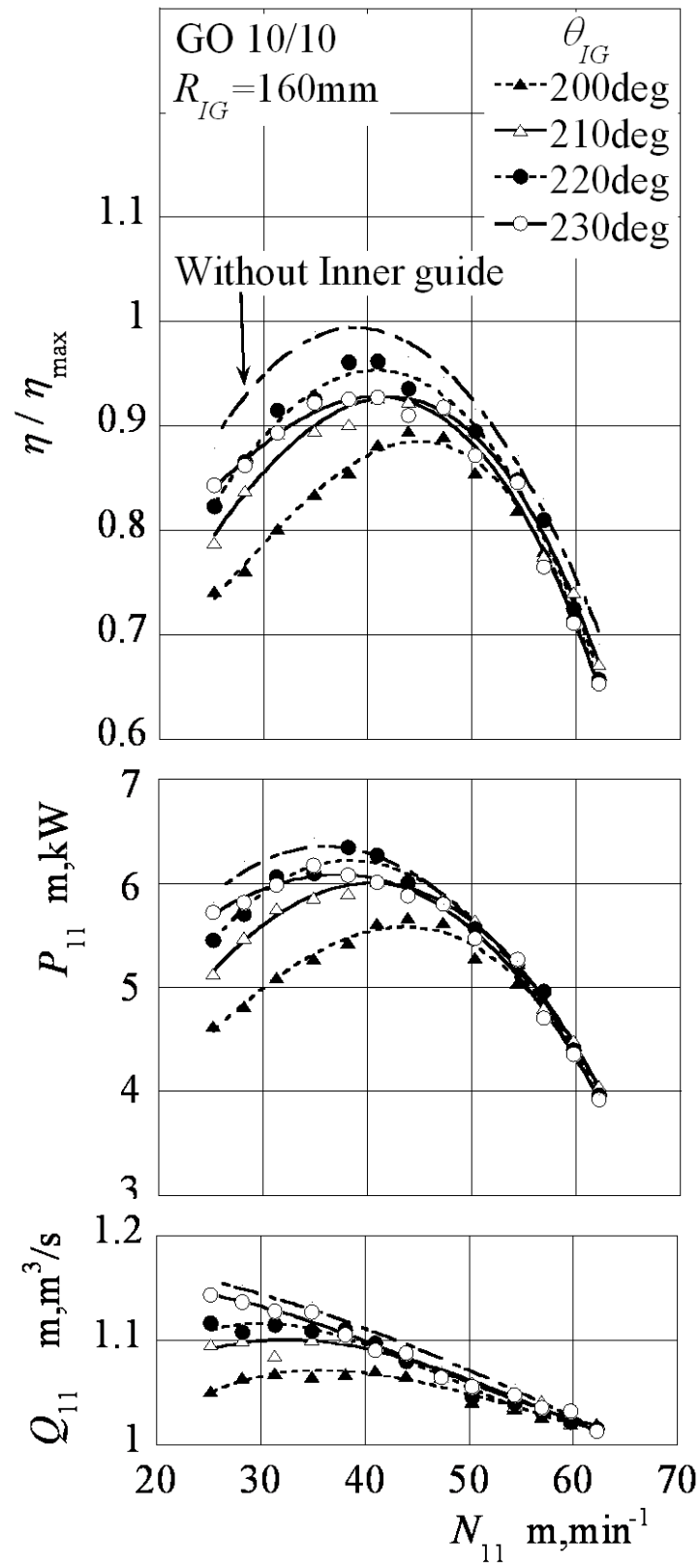


図 4-3 インナーガイド付モデル水車の水車性能

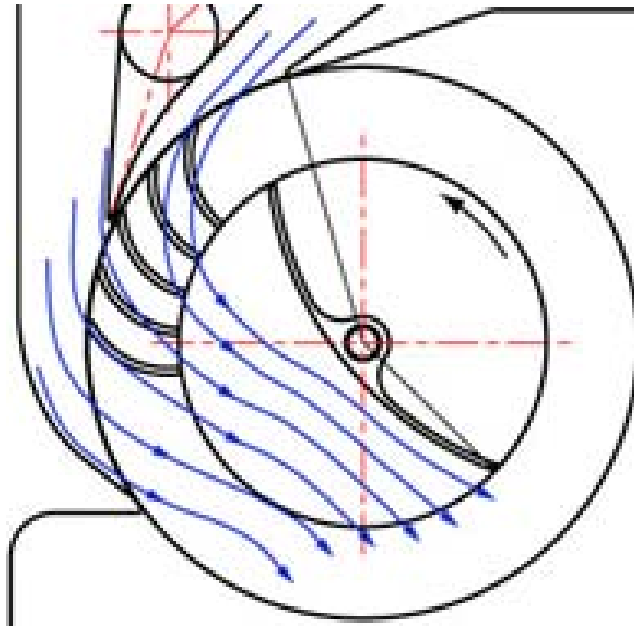


図 4-4 $\theta_{IG} = 220^\circ$ における流れ

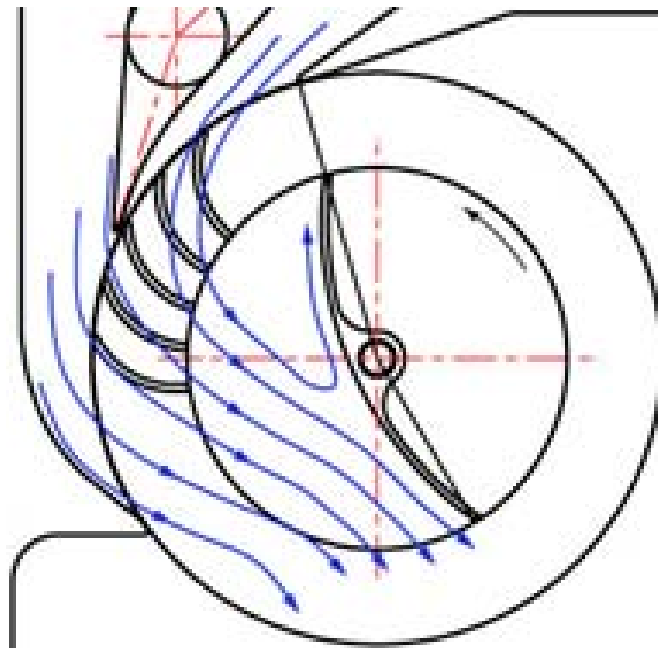


図 4-5 $\theta_{IG} < 210^\circ$ における流れ

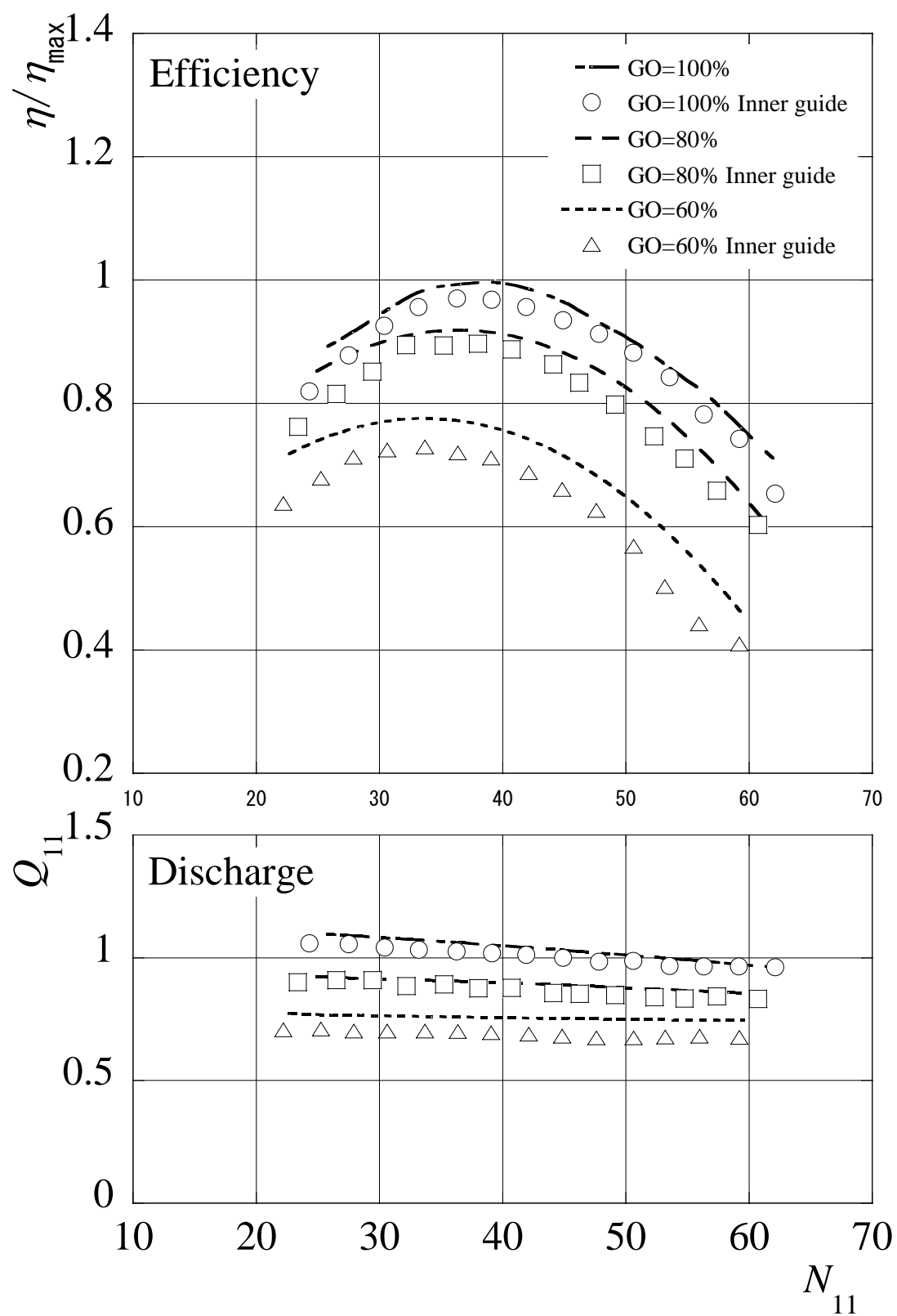


図 4-6 $\theta_{IG}=220^\circ$ のときの水車効率

4.3.2 流れの様子

ここでは $R_{IG}=160\text{mm}$ のインナーガイドの取付け角度のうち、水車性能が良好な $\theta_{IG}=220^\circ$ の位置に取付けたときの流れを明らかにする。

(1)Section 1 の流れ

周方向から半径内向きに周方向から測った絶対流れ角 α_1 , 相対流れ角 β_1 の周方向分布を図 4-7 に示す。この領域ではインナーガイドの有無による流動状態の変化は見られず、主にガイドベーンとノズル形状によって流れの状態が決定される。

(2)Section 2 の流れ

この断面を通る流れを図 4-8 に示す。羽根からの流出($\alpha_2 > 0$)と羽根への再流入($\alpha_2 < 0$)が混在し、 $\alpha_2 = 0^\circ$ がその境目である。インナーガイドによって、再流入の相対流れ角は θ の大きいところで 90° より大きく、幾分負の迎え角となるが、全体的に正の迎え角でも 90° に近づく傾向があり、性能に反して流入状態としては良い方向に向かっている。

$150^\circ < \theta < 210^\circ$ で、 β_2 が負の方向に大きくなる理由として、インナーガイドの抵抗があると考ええる。その根拠は、Section 3 の絶対速度 v_3 の減少から判断する。

(3)Section 3 の流れ

ランナからの吐出し流れを図 4-9 に示す。廃棄損失が最も少ない流れ角 -90° で流出するのが理想的であるが、 $\theta=230^\circ$ 付近ではインナーガイドが吐き出し流れの状態をかえって悪くしている。

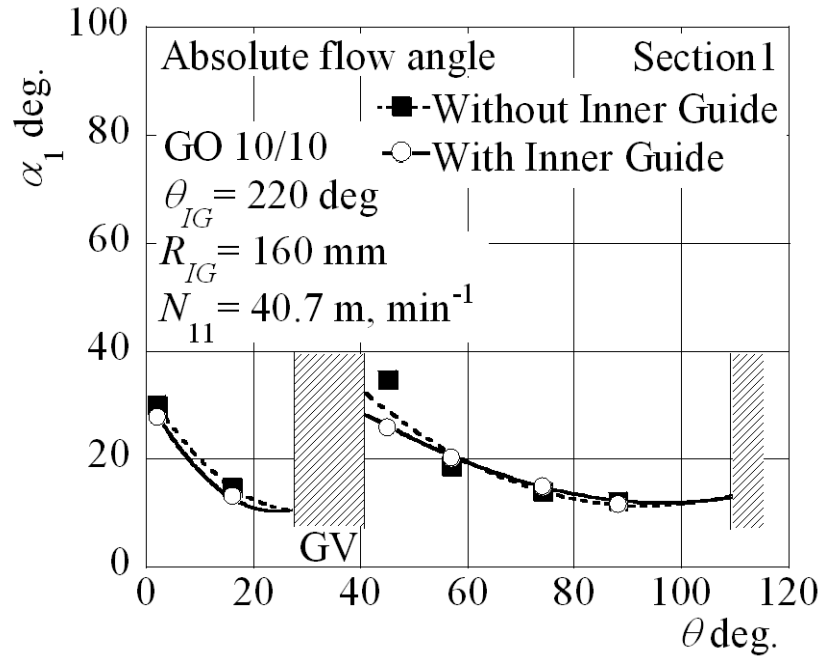


図 4-7(a) Section 1 絶対流れ角 α_1

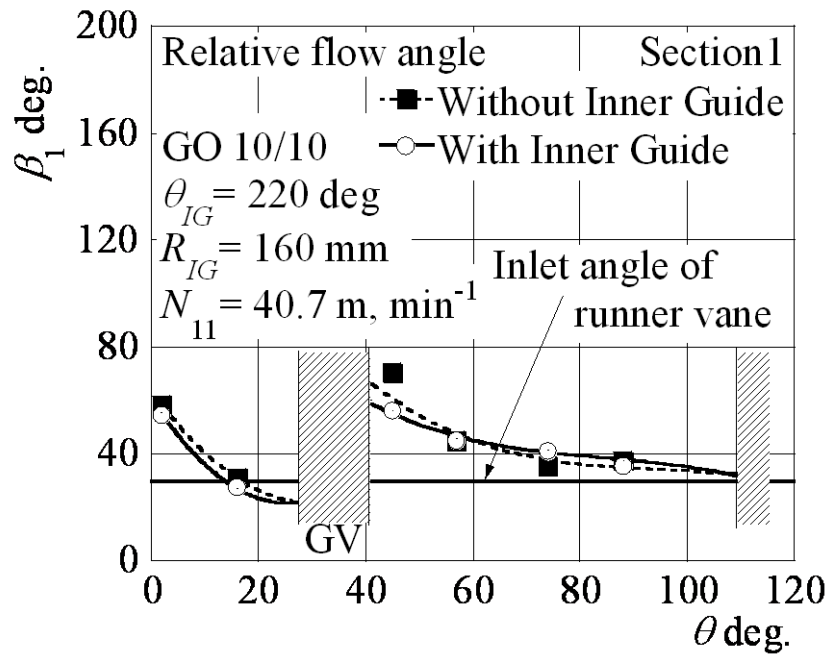


図 4-7(b) Section 1 相対流れ角 β_1

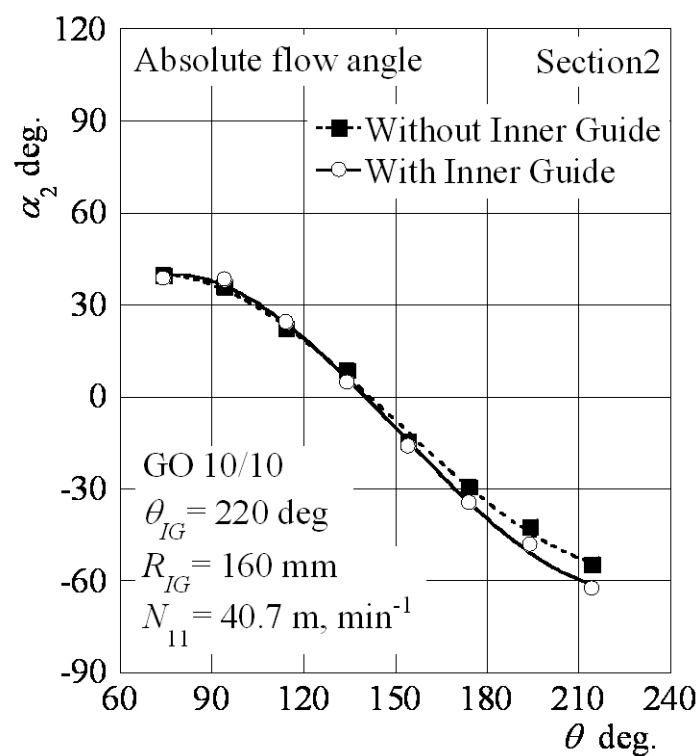


図 4-8(a) Section 2 絶対流れ角 α_2

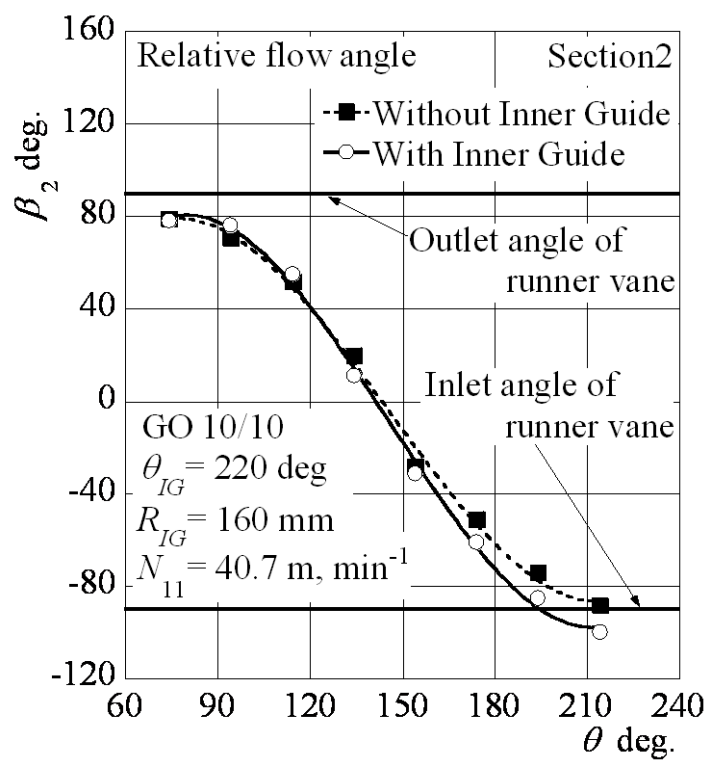


図 4-8(b) Section 2 相対流れ角 β_2

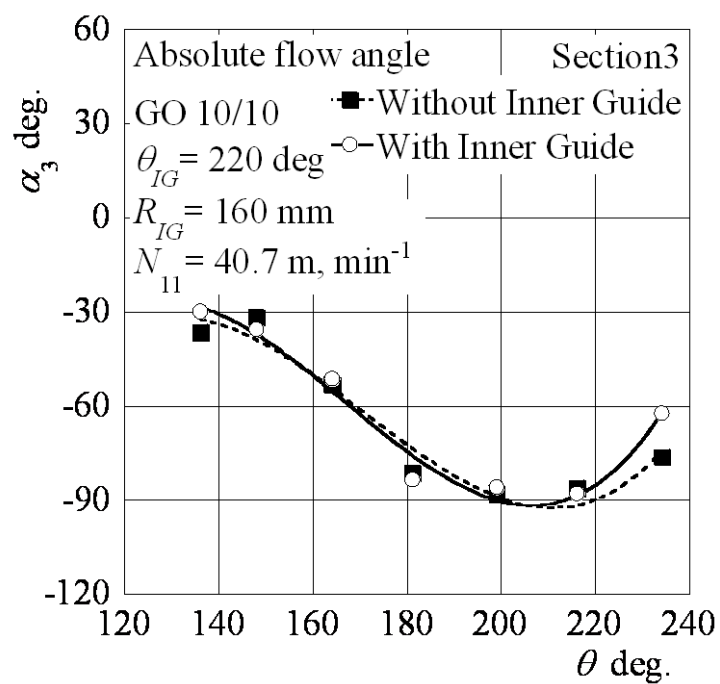


図 4-9(a) Section 3 絶対流れ角 α_3

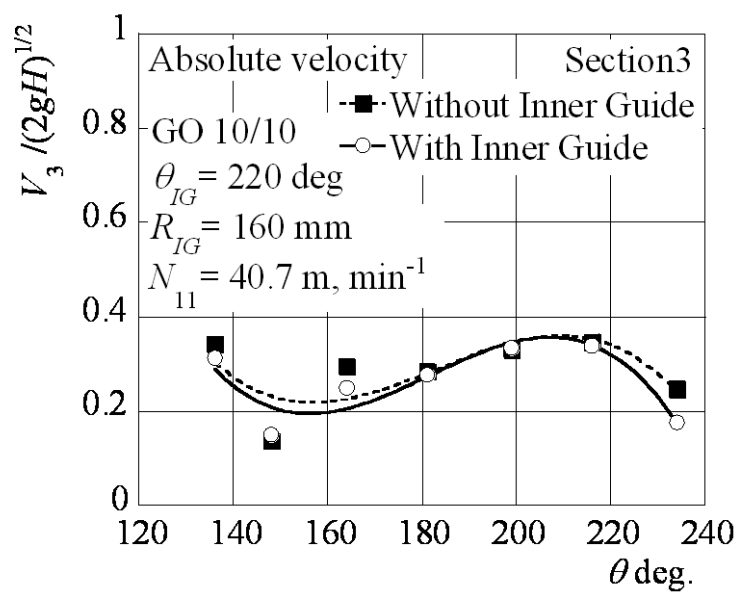


図 4-9(b) Section 3 絶対速度

4.3.3 効率の評価

以上の性能試験および流れの様子から、インナーガイドによる流路改善は極めて困難であることが明らかになった。その要因として次のようなことを明らかにした。

(1) インナーガイドの取付け角による性能

取り付け角を $\theta_{IG}=220^\circ$ にすると図 4-4 に示すように比較的スムーズに流水を案内することが可能である。しかし、取り付け角 θ_{IG} を 210° より小さくすると、図 4-5 に示すように、一部の貫流がインナーガイドの壁面に沿って二分してしまう。インナーガイド上部に流れた一部の貫流がランナの回転抵抗となり、性能低下を招いたと考えられる。

(2) 取付け角度 $\theta_{IG}=220^\circ$ の水車性能

GO=100～60%の水車効率の試験を行った。

インナーガイド無に比べ、若干水車効率は減少している。とくに、回転速度が小さい領域で水車効率の低下が目立つが、それは回転速度が小さいほど、再流入する際、 β_2 が正の方向に小さくなり、水の流れがインナーガイドに衝突し損失の増加したものとする。

(3) 廃棄損失の増加

図 4-9 に示すように、廃棄損失が最も少ない流れ角 -90° で流出するのが理想的であるが、 $\theta=230^\circ$ 付近では α_3 が小さくなっている。これは、Section 2 におけるインナーガイドの抵抗の影響と考える。まず、Section 2 におけるイン

ナーガイドによる絶対速度 v_2 の減少並びに β_2 が負の方向に大きくなっていることから、第2段の再流入の際に生じる衝突損失で、Section 3 の絶対速度 v_3 が減少したと考えられる。

4.3.4 性能改善の可能性

前項の成果を踏まえて、図 4-10 に示すようなインナーガイドを提案する。図 4-2 のインナーガイドは再流入範囲における θ の小さい所では羽根に対してあまりにも迎え角が大きく、剥離が予想される。図 4-10 ではまずこの点を改善している。このとき、薄板を用いて、先端は無衝突となるようにし、後端の角度はできるだけ広範囲で理想的には流入となるように円周とのなす角を周方向から測って 50° にしている。このとき同時に整流効果も狙っている反面、摩擦損失の増加が危惧される。

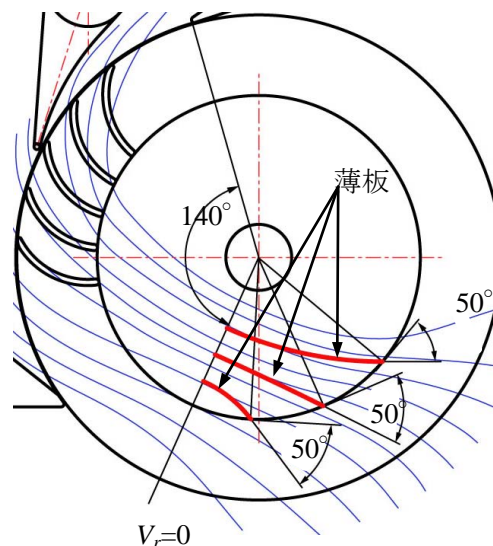


図 4-10 新インナーガイドの提案

4.4 結言

インナーガイドによる効率向上の試みを行ったが、水車効率の改善が見られなかった。その主な原因として、

- (1) 取り付け角 θ_{IG} を 210° より小さくすると、一部の貫流がインナーガイドの壁面に沿って二分して、一部の貫流がランナの回転抵抗となり、性能低下を招く。
 - (2) 回転速度が小さいほど、再流入する際、 β_2 が正の方向に小さくなり、水の流れがインナーガイドに衝突し損失の増加で水車効率が低下した。
 - (3) 廃棄損失が最も少ない流れ角 -90° で流出するのが理想的であるが、インナーガイドの抵抗の影響で、 $\theta=230^\circ$ 付近では α_3 が小さくなっている。これは、第2段の再流入の際に生じる衝突損失で、Section 3 の絶対速度 v_3 が減少したためと考えられる。
 - (4) また、新インナーガイドの提案についても、摩擦損失の増加が危惧される。
- 以上から、ランナ内の流れを改善することは期待しないほうがよい。

第5章 ガイドベーンの改良による効 率向上の試み

5.1 緒言

第3章において明らかになった低流量時における効率低下の原因として前章のほかに、下記の4点がある。即ち、① $0<\theta<30^\circ$ での高い周方向速度成分が有効に利用できていない、②ガイドベーン腹側（ランナ側）と背側の流れの衝突による損失、③開度が小さくなるにつれ、 $S_0/R_1\delta$ が成立しなくなり、流れ（トルク）の一様性が乱れる、④開度が小さくなるにつれ反転流の割合が増加し、横断流（貫流）が減少するためランナが角運動量を吸収しきれていない。

これらの原因に対し、ガイドベーン腹側（ランナ側）に取り付ける整流板は、ガイドベーン背側の流路を完全に分割することで、 $0<\theta<30^\circ$ での周方向速度成分を強制的に流入させ、常に $S_0/R_1\delta$ の関係を成立させてトルクの一様性を確保し、かつ θ が小さい領域で流入させる流量を増やすことで、横断流の割合を増加させる効果を期待するものである。

5.2 整流板の設計と検討

今回用いるモデルクロスフロー水車では、 $S_0/R_1\delta=\sin\alpha_1=\sin 17^\circ=0.29$ を満たすときに、Section 1の流入部で流れが一様に近くなることは第2章で述べた。ここで、ランナ半径 R_1 は決まっているので結局 S_0 と開き角 δ の比率が問題になる。 S_0 はガイドベーンの開度によって定まるが、整流板はその取り付け位置により自在に開き角 δ を変化させることが出来る。ガイドベーン開度による S_0 の変化と、それぞれの場合の理想の開き角 δ をまとめたものを表 5-1 に示す。

表 5-1 ガイドベーン開度による δ の理想値

GO	S_0	δ 理想値
%	mm	deg
0	0	0
20	14.2	22.3
40	19.8	31.0
60	23.0	36.1
80	26.3	41.2
100	29.5	46.2

理想的には，この表に従って開度毎に取り付け角を調整し，常に理想の開き角 δ を与えるように調整することが望ましいが，本研究では取り付け位置は固定とし，但し取り付け角の異なる 2 種類の整流板を設けその効果を比較することにした．

各ガイドベーン開度 GO での 2 種類の整流板 A および B を図 5-1 にそれぞれ示す．整流板 A は $\theta=31^\circ$ の位置でランナ側に取り付けられている．これは，図 3-10 に示すように $\theta=30^\circ$ までの周方向速度成分 v_θ が比較的高いことや，効率が低下し始める GO=60%からの中央値となる GO=40%での δ 理想値に合わせたためである．整流板 B は $\theta=43^\circ$ に取り付けられた．これは，図 3-3 に示す Section 1 での絶対流れ角 α_1 が，このときマイナス側（ランナ外向き）に極大となるため，ここでの流れ方向を改善することを試みている．また，整流板 A と B の比較を行い，取り付け角による効率の変化を確かめる意図もある．

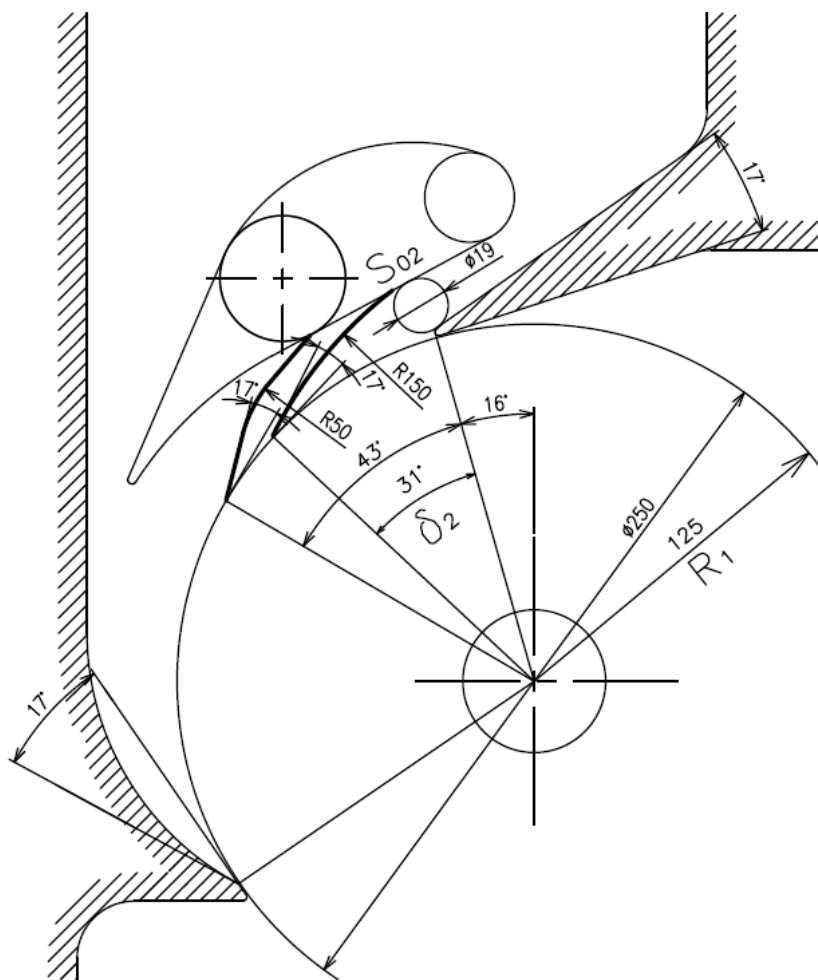


図 5-1 (b) GO=40%での整流板 A と B

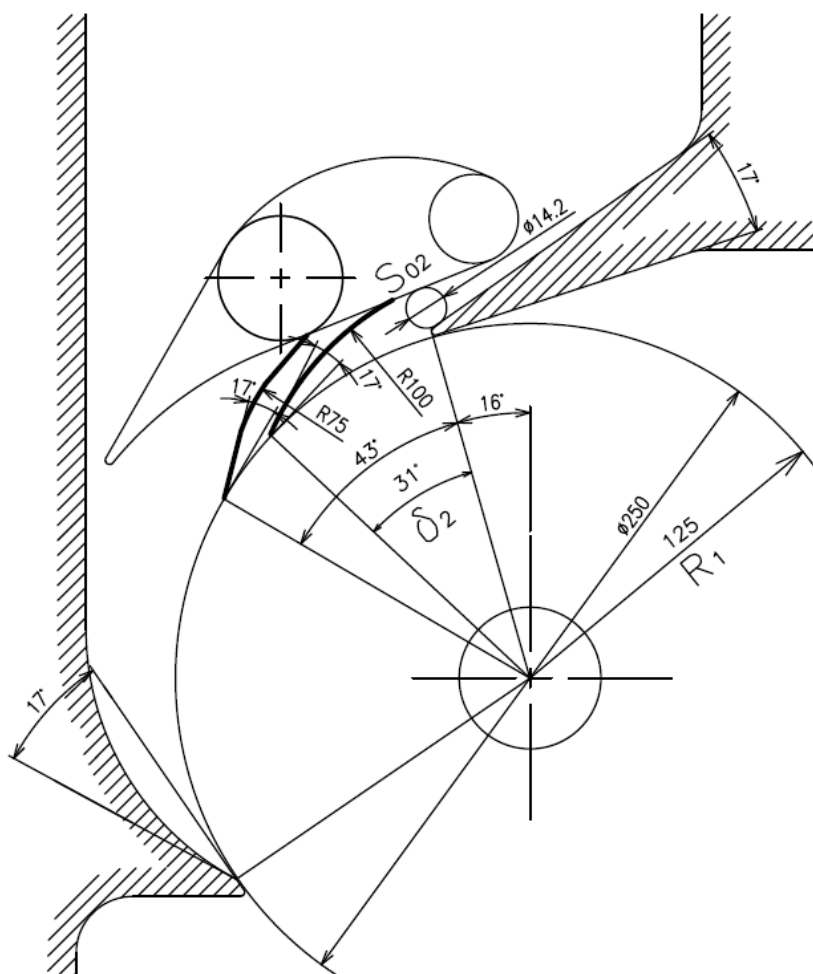


図 5-1 (c) GO=20%での整流板 A と B

5.3 整流板の効果

ガイドベーン開度 GO に対する水車効率に及ぼす整流板の影響を図 5-2 に示す．ここに， η_{Pmax} ， η_{Gmax} は各ガイドベーン開度 GO において整流板を設けた場合と設けない場合の最高水車効率である．また，それぞれの場合に対応する単位流量 Q_{11} も併記した．流量は整流板の影響をほとんど受けず，ガイドベーン開度にほぼ比例する．どちらの整流板も，得手不得手な区域があるものの水車効率を向上させる結果となった．これは，ガイドベーン腹側（ランナ側）・背側の流れの衝突がなくなったこと， $0 < \theta < 30^\circ$ での v_θ 成分を回収したこと，ガイドベーン腹側（ランナ側）に常に $S_0/R_1\delta$ の関係を維持できるような流路を形成したことなどが寄与していると考ええる．それに加えて，流れが比較的 θ の小さいところで流入したことにより，貫流する流れが増え，反転流が減少したことも一因として考えられる．すなわち，整流板なしのときは，ランナへの流れの流入は $55^\circ < \theta < 109^\circ$ の区間で起きており，その大部分は 109° 付近に集中していたため，貫流する余地が少なく，結果的に反転流が多くなっていた．それに対し， θ が小さい領域で流入した流れはその分 Section2 における小さい θ の領域で流出し，自然と貫流することは自明である．

各々の整流板を比較すると，整流板 A はガイドベーン開度 $GO=55\%$ 以下で能力を発揮して水車効率を向上させている．整流板 B も $40\% < GO < 60\%$ の範囲で水車効率は幾らか向上させるが，むしろ水車効率を低下させると評価したほうがよさそうである．整流板 A と整流板 B の違いはその取り付け角，即ち開き角

δ であり, $S_0/R_1\delta=0.29$ となるとき流れが一様になり, 効率が向上するのは前述の通りである.

図 5-3 に整流板 A と整流板 B の $S_0/R_1\delta$ パラメータの各ガイドベーン開度 GO における, 理想値の 0.29 との比較を示す. また, それぞれの η_{Gmax} を併記する. GO=20% と 40% において, 整流板 A の方が理想値の 0.29 に近く, 水力効率も整流板 B よりも高くなっている. GO=60% においては, 整流板 B の $S_0/R_1\delta$ パラメータの方が, わずかに理想値に近い. そのため, 水力効率もやや整流板 B の方が大きくなっている. これらの結果は, 表 5-1 に示した S_0 による δ の理想値の推移とほぼ一致している. そして, 整流板によって適切な開き角 δ を与えることで, 各ガイドベーン開度 GO において効率が向上することを示唆している.

整流板 B の水車効率が GO=40% 以下, とくに GO=20% で大幅に下がるのは, 前述の通り $S_0/R_1\delta$ が理想値から大きくずれたためである. このとき, ランナ流入面積が整流板 A とくらべて広いため流速が低下し, 流れの周方向速度成分 v_θ がランナの周方向速度成分 u_1 を下回り, ブレーキとして作用してしまったものと考えられる.

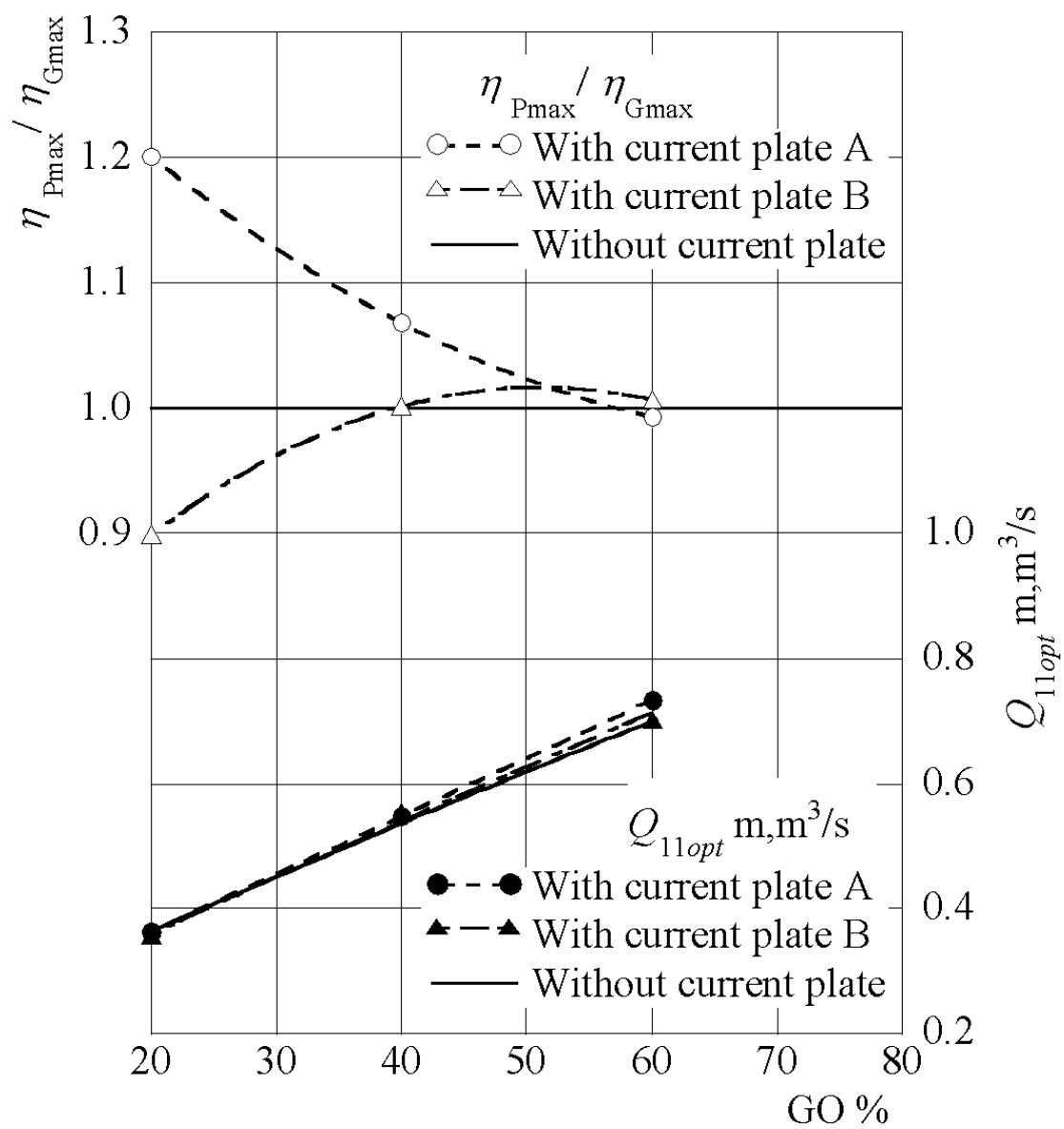


図 5-2 整流板 A および B の各 GO における最高水車効率

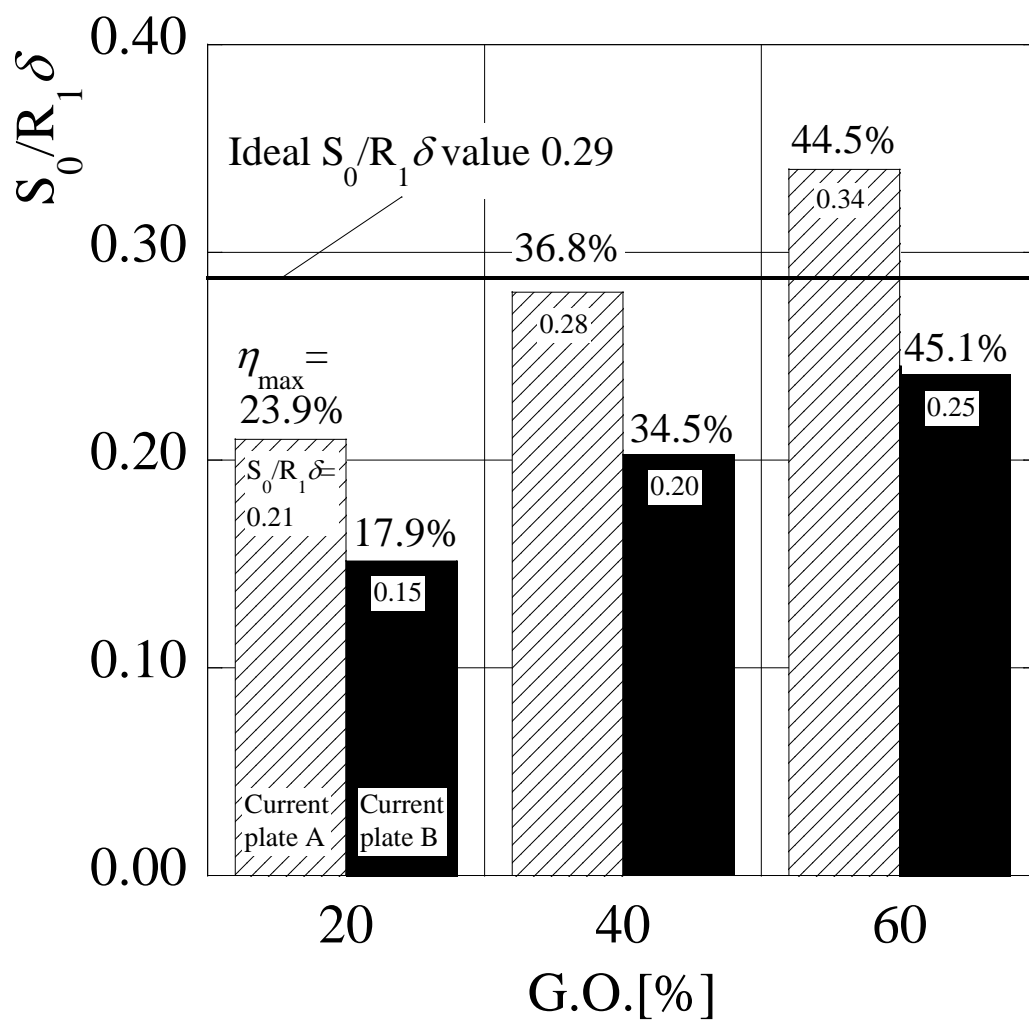


図 5-3 整流板 A および B の $S_0/R_1 \delta$ と効率の比較

5.4 整流板 A による流れの改善

図 5-4 に整流板 A を設けた時のガイドベーン開度 $GO=20\%$ における最高水車効率運転で Section 1 を通る流れの様子を示す。整流板背後はガイドベーン腹面に囲まれていることもあり、 $15^\circ < \theta < 60^\circ$ の範囲では半径外向き流れになるが、速度自身が遅いため、ランナに与える影響は少ない。ランナに大きな仕事を与える流れは $\theta = 0 \sim 15^\circ$ と $\theta = 60 \sim 109^\circ$ の範囲である。とくに Section 1→2 の流れが仕事をするのは前者の領域であり、その領域の相対流入角は改善されている。

ガイドベーン開度 $GO=20\%$ の最高水車効率運転にける Section 2 の相対流れ角に及ぼす整流板 A の影響を図 5-5 に示す。上述の流れ改善により、ランナからの流出が中心角 θ の小さい位置から始まり、再流入の状態は $GO=100\%$ の場合に概ね匹敵する。図 5-6 に示すように、Section 3 の流れもかなり改善され、廃棄損失の軽減を窺わせている。これは、整流板により Section 1 の $0 < \theta < 31^\circ$ の領域で流入したため、Section 2 における横断流の割合が増加し、周方向速度成分を余したまま Section 3 で流出してしまうような反転流れの割合が減少したことによるものと考えられる。

前述と同様に求めた流線毎の理論仕事効率割合 ε に及ぼす整流板の影響を図 5-7 に示す。整流板の効果により、流線 $S_1 \sim S_4$ までの ε の向上が確認できる。それには改善された Section 1→2 の流れが貢献している。流線 $S_1 \sim S_4$ における割合 ε が向上しているため、 $S_5 \sim S_{10}$ の割合 ε が少なくなっているが、仕事率そのものが減少した訳ではない。同図には各流線毎の水車入力に対する理論仕事率

η_s ($= P_{ST}/(\rho g QH)$, ε と同様に仮称) も数値で併記したが, $S_7 \sim S_{10}$ の η_s (も向上している).

なお, 整流板を設けると S_5, S_6 の ε および η_s が極端に小さくなるが, この近傍ではガイドベーン背側を通った流れが整流板背後の死水域の流体を巻き込みながら流れるためと考えることができる.

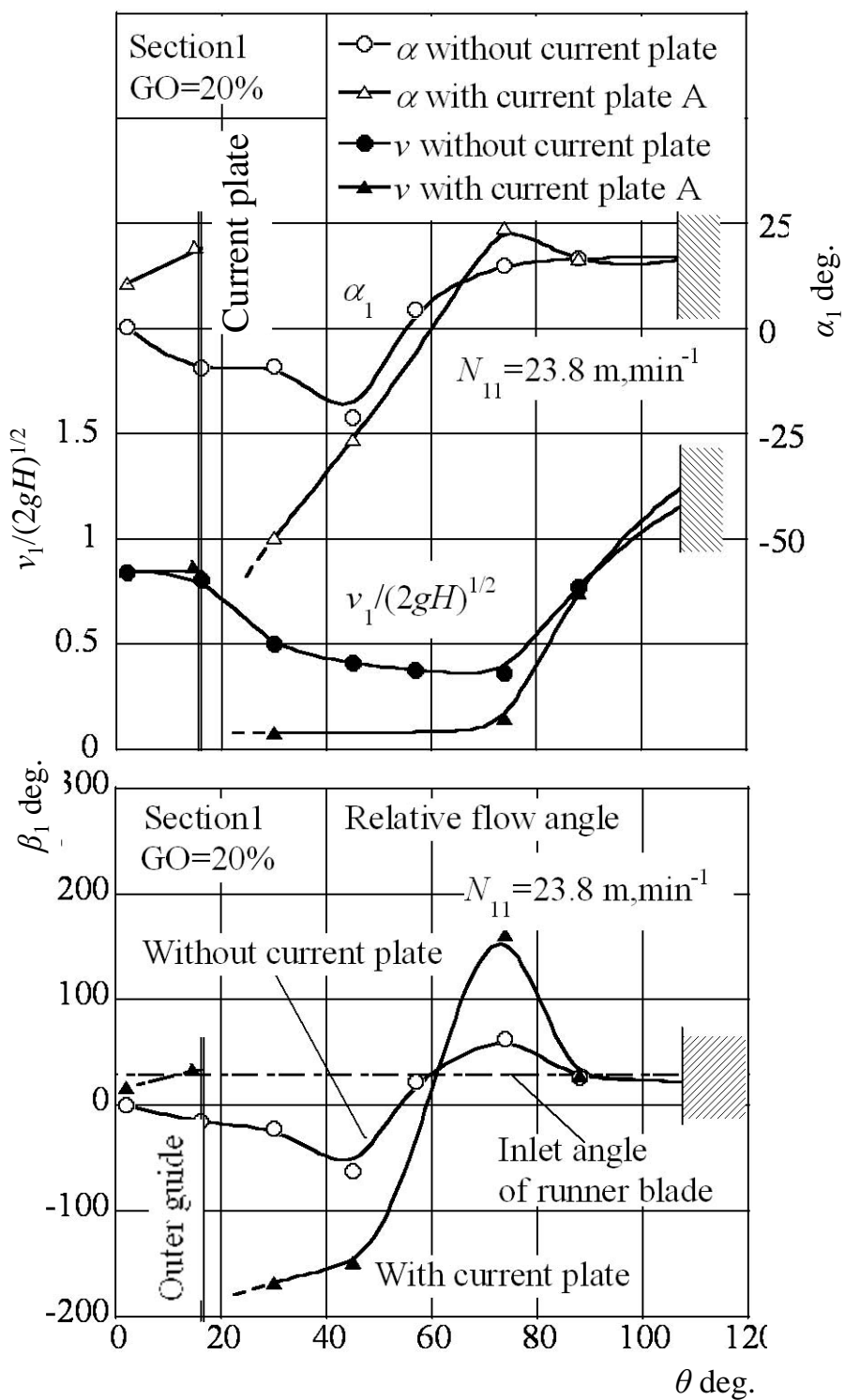


図 5-4 Section 1 各パラメータの比較(GO=20%)

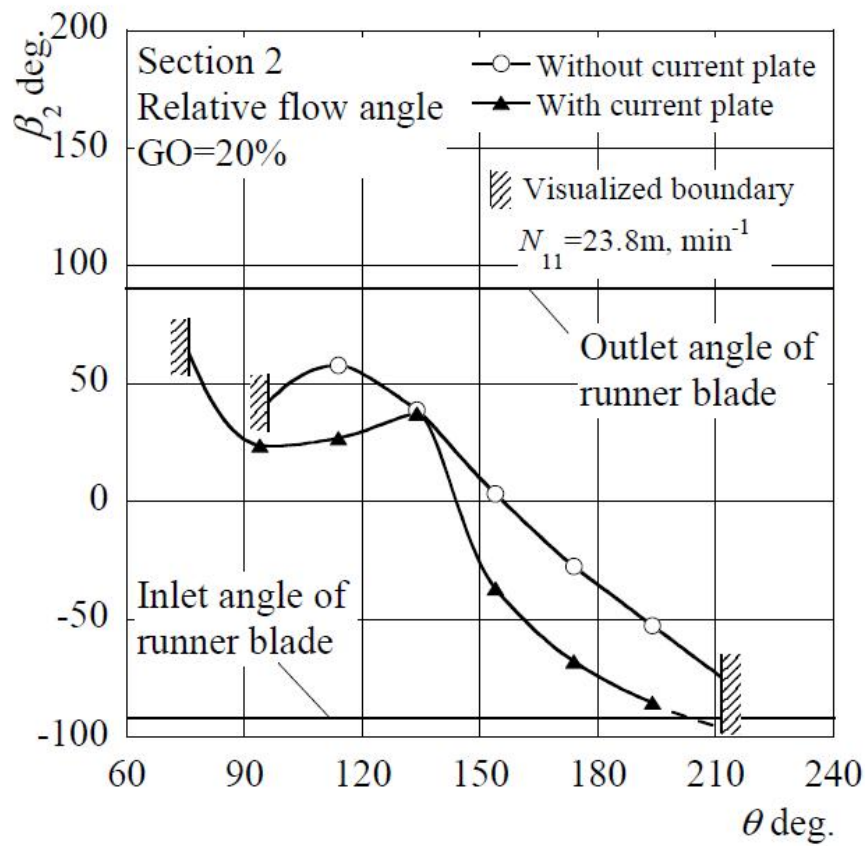


図 5-5 Section 1 相対流れ角 β_2 比較 (GO=20%)

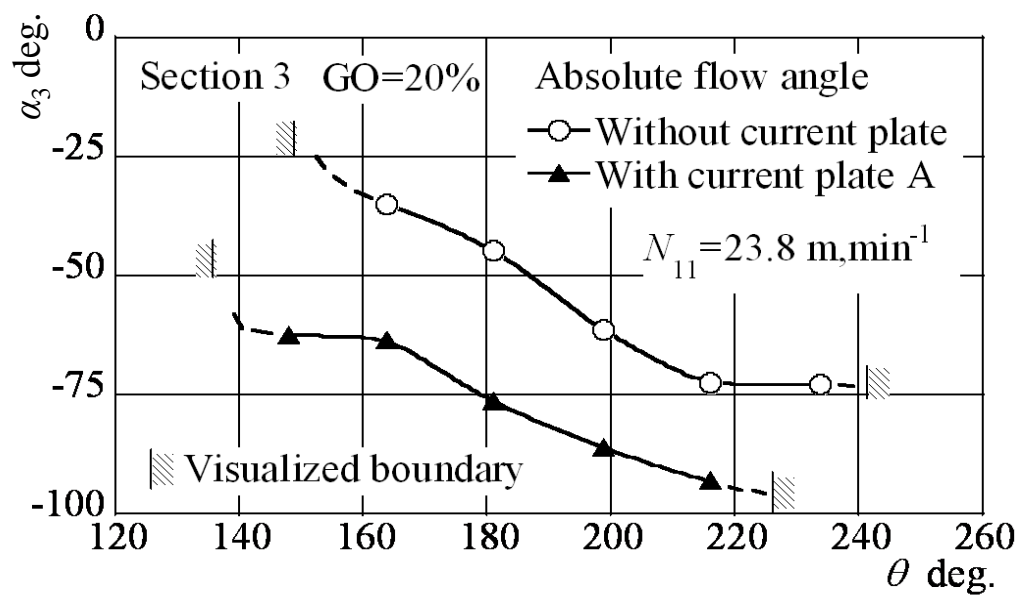


図 5-6 Section 3 絶対流れ角 α_3 の比較 (GO=20%)

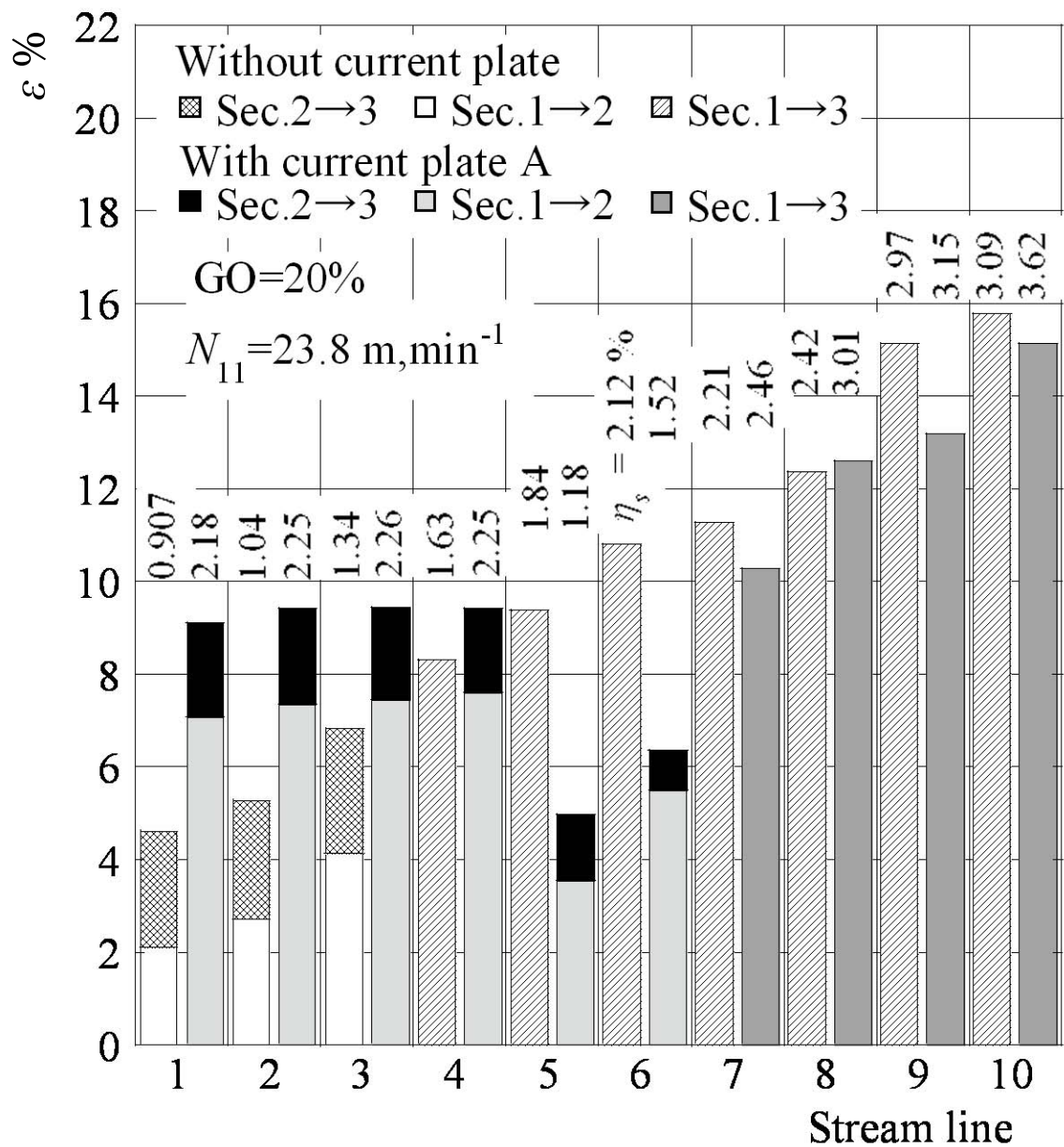


図 5-7 流線毎の仕事率の比較 (GO=20%)

5.5 結言

本章では，ガイドベーン改良による低流量運転の効率向上を試みた．そのことを簡潔に述べると次のようになる．

- (1) 低流量運転時での水車効率低下の原因は，① $0<\theta<55^\circ$ での高い周方向速度成分 v_θ/u_1 が有効に利用できていない，②ガイドベーン開度が小さくなるにつれ， $S_0/R_1\delta$ の関係は成立しなくなり，流れの一様性が乱れる．
- (2) 上記の対策として，ガイドベーン腹側（ランナ側）に整流板を設け，二つの流路を完全に分離することにした．その結果， $GO=60\%$ 以下の低流量時に効率の向上がみられた．とくに， $GO=20\%$ では整流板の無いものと比較して 1.2 倍の効率の向上がみられた．また，形成した流路の $S_0/R_1\delta$ は効率に影響し，理想値に近いほど効率が良い．そして， θ の小さい領域で流入させることで，反転流の割合が減じ，より周方向速度成分をランナが吸収することができるようになることが明らかになった．
- (3) 本実験では取り付け位置を固定としていたため，開度によっては $S_0/R_1\delta$ が理想値から大きく外れてしまった．今後は，開度によって理想の $S_0/R_1\delta$ を与えて実験し，各開度での性能を確認する必要がある．

第6章 実用化に向けた準備

6.1 緒言

第5章で、低流量運転における効率を向上させる方策を見出すことができた。本章では、実用化に向けた準備として、整流板の準備と取付角の制御について述べる。

6.1.1 整流板の準備

低流量でも水車効率の低下が少ない対策を試みた結果、ガイドベーン腹側（ランナ側）に整流板 A を付加させることで、効率向上を図ることができた。ここで、実用化に向けた整流板の製作法について述べる。

(1) 構造の設計法

図 6-1 に示すように、ガイドベーンと整流板を分割にし、双方が可動できる構造を提案する。図 6-1 (a)は、整流板が全閉している状態を示す。図 6-1 (b)は、整流板が可動した状態を示す。組立方として、図 6-2 に示した水車側面図で分かるように、ケーシングに各々の軸受を設けて、ガイドベーンおよび整流板を可動できるものにした。

(2) 製作法

ガイドベーンと整流板の製作法について述べる。

ガイドベーンに整流板[図 6-1 (c)]が入れ込んだ構造となるため、ガイドベーンの強度の検討が必要となる。とくに、軸強度が不足になることから軸に

段付き部を設け強度不足を補った．材質はステンレス鋼材を使用し，無垢材から加工できるものにした．もう一方の整流板であるが，ガイドベーンに入れ込む構造から，整流板がスムーズに動作できるようにするため，あえて材質を非鉄材に使用し，かじり対策することにした．

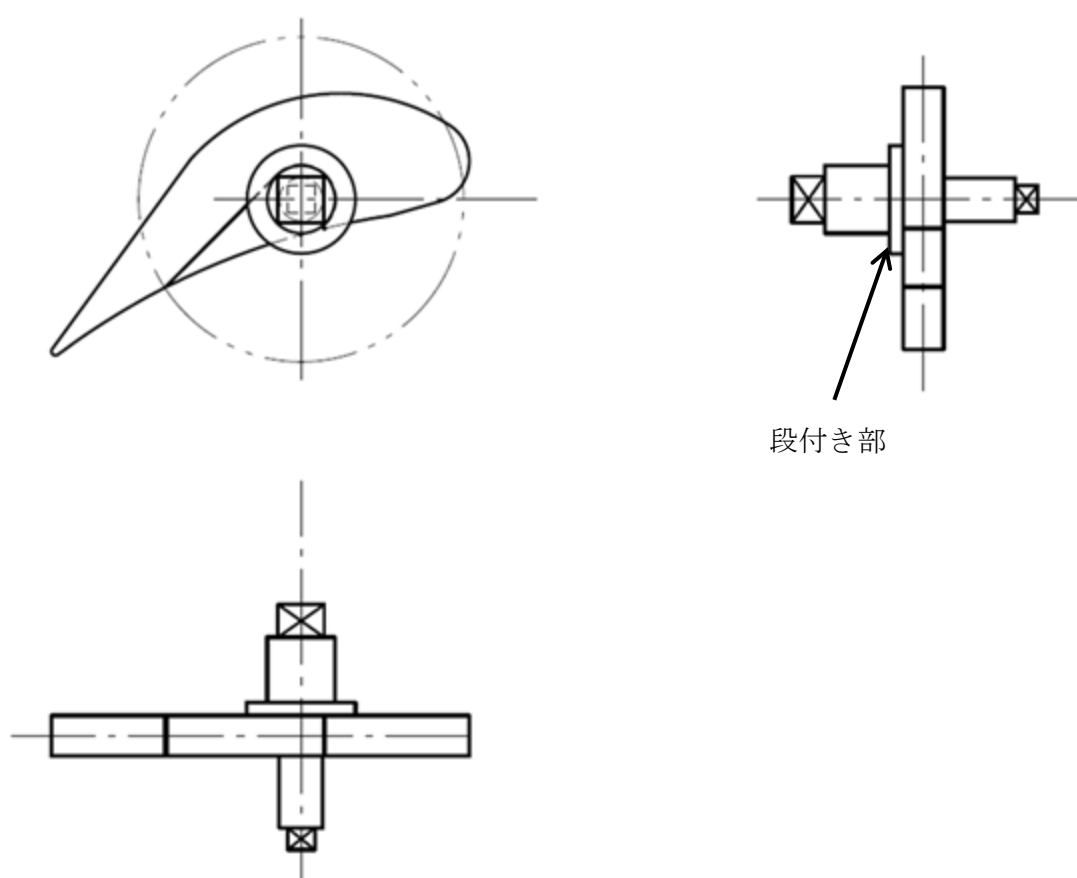


図 6-1(a) 整流板付ガイドベーンの構造（整流板全閉）

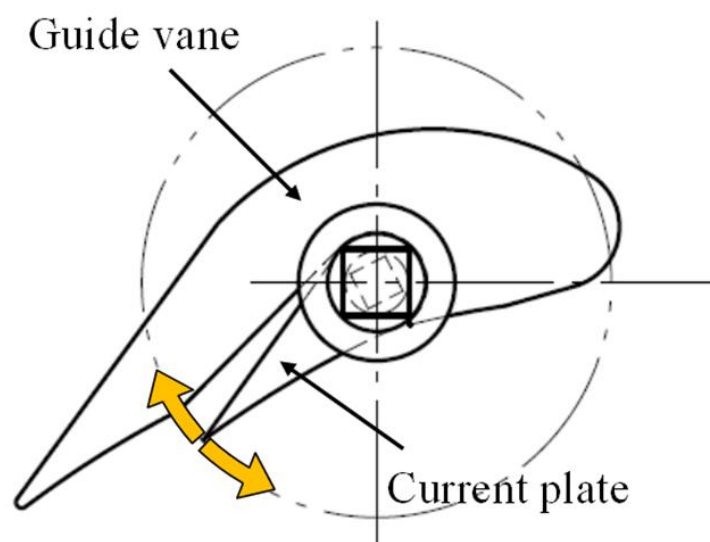


図 6-1(b) 整流板の開閉機構

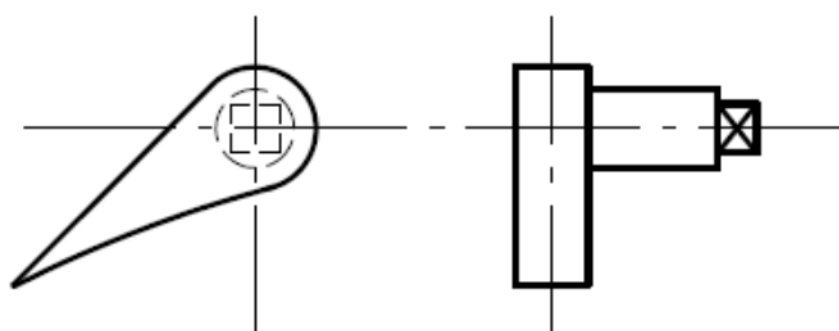


図 6-1 (c) 整流板

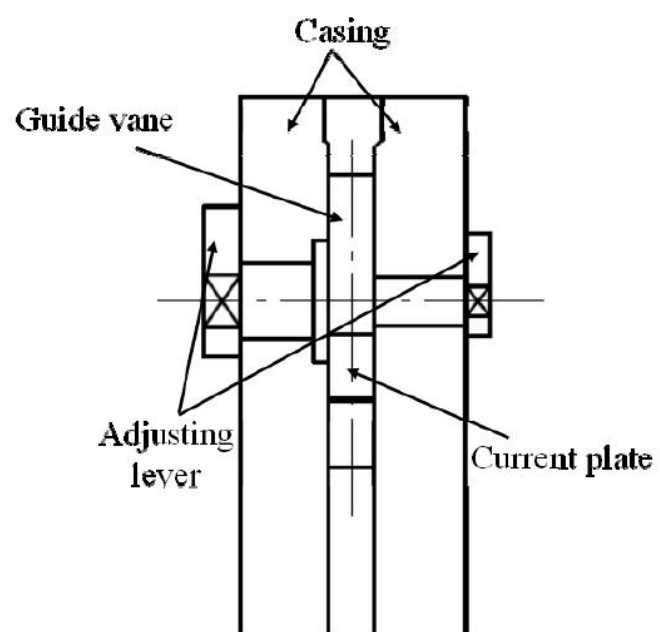
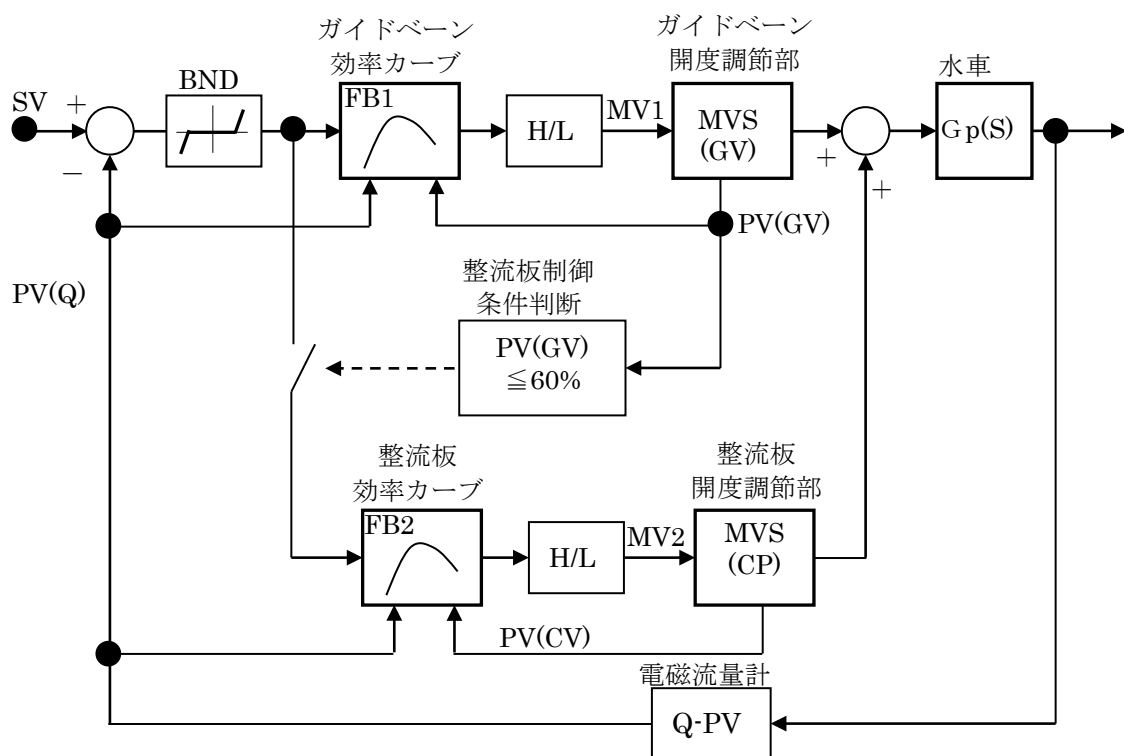


図 6-2 整流板付水車の側面断面図

6.1.2 取付角の制御

(1) 制御系の構成案

本水車起動後のガイドベーン開度（以下，GV 開度と略す）が 60%以下となった場合の低流量域の調整として，整流板の角度制御を行うことを目的として，以下のような制御構成を検討した．



SV ; 設定流量 PV(Q) ; 測定流量 FB1 ; ガイドベーン設定効率データ
 FB2 ; 整流板設定効率データ MV1 ; ガイドベーン操作量 MV2 ; 整流板操作量
 H/L ; 上下制限限 MVS ; 開度調節 CP ; 整流板 GV ; ガイドベーン
 BND ; 制御不感帯

図 6-3 整流板の制御構成

尚，停止は停止指令後に入口弁もしくは入口バルブを全閉することにより主機の回転が落ち，発電機出力がなくなることにより，パワーコンの出力は自動的に停止する．

入口弁又はバルブを電動化することにより，遠隔操作も可能な構成についても，検討可能となる．

(3) 制御系機器仕様

1. プログラムコントローラ



図 6-5 プログラムコントローラ

型式	KV-NC32T	
演算制御方式	ストアドプログラム方式	
入出力制御方式	リフレッシュ方式	
プログラム言語	拡張ラダー KVスクリプト ニモニック	
命令語数	基本命令:81種182點 応用命令:39種56點 演算命令:123種311點 拡張命令:92種141點 合計:335種690點	
命令実行速度	基本命令	最小50ns
	応用命令	最小170ns
プログラム容量	32kステップ	
I/Oユニット最大装着数	8台	
最大I/O点数(基本ユニット分は除く)	最大256点	
入力リレー	R	合計9600点 1ビット(R000~R59915)
出力リレー		
内部補助リレー		
リンクリレー		
内部補助リレー	B	8192点 1ビット(B0~B1FFF)
ラッチリレー	MR	9600点 1ビット(MR000~MR59915)
コントロールリレー	LR	3200点 1ビット(LR000~LR19915)
タイマ	CR	1440点 1ビット(CR000~CR8915)
カウンタ	T	512点 32ビット(T0 ~ T511)
データメモリ	C	256点 32ビット(C0 ~ C255)
リンクレジスタ	DM	32768点 16ビット(DM0~DM32767)
テンポラリメモリ	W	16384点 16ビット(W0~W3FFF)
	TM	512点 16ビット(TM0~TM511)
高速カウンタ	CTH	3点(CTH0~CTH2) 32ビット オートリセットカウンタ※1 (入力応答:100kHz/単相, 50kHz/位相差)※2
高速カウンタ コンパレータ	CTC	6点(CTC0~CTC5) 32ビット 高速カウンタ1点につき2点
インデックスレジスタ	Z	12点 32ビット(Z01~Z12)
コントロールメモリ	CM	9000点 16ビット(CM0~CM8999)
位置決めパルス出力	3軸 最高出力周波数100kHz	
基本ユニット入出力	入力:16点 出力:16点 入力コモン:1点 出力コモン:1点	
コメントラベル 本体格納数	デバイスコメント	20,000個 最大までラダーを記述し、ラベルなしのとき
	ラベル	28,000個 最大までラダーを記述し、デバイスコメントなしのとき
停電保持機能	プログラムメモリ	フラッシュROM 1万回書き換え可能
	デバイス※3	不揮発RAM
時計機能	±60秒/月(@25℃)	
自己診断機能	CPU異常, RAM異常, その他	

図 6-6 プログラムコントローラのスペック

■仕様-A/D、D/A変換ユニット

型式			KV-NC4AD	KV-NC2DA
変換			A/D変換	D/A変換
アナログ入力点数			4点(シングルエンド)	2点
アナログ 入力レンジ/ 分解能	電圧	-10V～+10V	1/8000 2.5mV	1/8000 2.5mV
		0～10V	1/4000 2.5mV	1/4000 2.5mV
		0～5V	1/4000 1.25mV	1/4000 1.25mV
		1～5V	1/3200 1.25mV	1/3200 1.25mV
	電流	0～20mA	1/4000 5μA	1/4000 5μA
		4～20mA	1/3200 5μA	1/3200 5μA
変換速度			80μs/CH※1	80μs/CH
変換精度	電圧	温度補正なし	±0.3% of F.S. (@25℃±5℃)	±0.3% of F.S. (@25℃±5℃)
		温度補正あり	±0.5% of F.S. (@0～55℃)	±0.5% of F.S. (@0～55℃)
	電流	温度補正なし	±0.4% of F.S. (@25℃±5℃)	±0.3% of F.S. (@25℃±5℃)
		温度補正あり	±0.6% of F.S. (@0～55℃)	±0.5% of F.S. (@0～55℃)
入力抵抗	電圧	5MΩ	—	
	電流	250Ω	—	
絶対最大入力	電圧	±15V	—	
	電流	±30mA	—	
絶縁方式	アナログ入力-CPU間		絶縁(フォトカプラ、トランス)	
	アナログ入力CH間		非絶縁	
最小負荷抵抗	電圧	—	—	1kΩ
最大負荷抵抗	電流	—	—	600Ω
特殊機能			入力レンジ切替機能、 温度ドリフト補正有効/無効機能、 チャンネルスキップ機能、 スケールリング機能、 特殊データオフセット機能、ピーク・ボトムホールド機能、 ゼロクリップ機能、ゼロシフト機能、コンパレータ機能、 平均処理機能(時間指定、回数指定、移動平均)、 断線検知機能	出力レンジ切替機能、出力データオフセット機能、 スケールリング機能、エラーホールド機能、上下限警報機能、 出力リミット機能、チャンネルスキップ機能、PROG時出力機能

※1 温度ドリフト補正を使用する場合、使用CH数にかかわらず温度ドリフト補正時間80msが加算されます。

図 6-7 AD/DA コンバータのスペック

プログラム・コントローラの構成は、上記のように Di/Do 各 16 点とアナログ入力 4 点、さらにインバータによるガイドベーンと整流板開度制御用として、アナログ出力 2 点を有するユニットにて構成を検討した。

2. タッチパネル



図 6-8 タッチパネル概観

性能仕様: VT3-Q5T/Q5S/Q5M/W4T(A)/W4M(A)/W4G(A)

項 目	VT3-Q5T	VT3-Q5S	VT3-Q5M	VT3-W4T(A)	VT3-W4M(A)	VT3-W4G(A)
表示 パネル	表示素子	TFTカラーLCD	STNカラーLCD	STNモノクロLCD	TFTカラーLCD	STNモノクロLCD
	表示色	32768色		2色モノクロ(白・黒)、32階調グレースケール		
	表示ドット数 (W×Hドット)	320×240			320×128	
	有効表示面積 (W×Hmm)	115.2×86.4			110.4×44.2	99.2×39.7
	寿命(常温常湿)	約50000時間				
バック ライト	方式	冷陰極管(交換不可)		白色LED(交換不可)	白色/赤色LED(交換不可)	緑色/赤色LED(交換不可)
	寿命	約75000時間	約54000時間	約50000時間		約40000/50000時間 (緑/赤)
	表示色	—		—	3色(白/緑/赤)	3色(緑/橙/赤)
タッチ スイッチ	スイッチ数	20×15個/1画面			40×16個/1画面	
	方式	マトリクス抵抗膜方式			アナログ抵抗膜方式	
	作動力					
寿命				0.98N以下		
				100万回以上		
文字フォント	アウトラインフォント、ビットマップフォント、ストロークフォント、 Windows フォント、イメージフォント、極小フォント			アウトラインフォント、ビットマップフォント、 Windows フォント、イメージフォント、極小フォント		
通信機能	PLC上位リンク	(株)キーエンス、三菱電機(株)、オムロン(株)、シャープ(株)、富士電機機器制御(株)、(株)安川電機、(株)日立製作所、パナソニック電工(株)、(株)ジェイテクト(豊田工場)、 光洋電子工業(株)、横河電機(株)、(株)東芝、東芝機械(株)、ファナック(株)、GE Fanuc Automation、Rockwell (Allen・Bradley)、Siemens				
	温度調節器	横河電機(株)、(株)山武、オムロン(株)、理化工業(株)、神港テクノス(株)、(株)チネー				
	インバータ	三菱電機(株)、富士電機機器制御(株)、(株)安川電機、オムロン(株)				
	サーボアンプ	三菱電機(株)				
	ロボットコントローラ	(株)アイエイアイ				
	汎用通信	専用コマンドによる				
	メモリ容量	4Mバイト(増設不可)		1024ページ	3Mバイト(増設不可)	
画面データ 内部記憶	登録可能ページ数	Max 1024ページ				
	登録可能画面数	Max 1024画面				
	登録可能画面No.	ページNo.: 0~8999、グローバルウィンドウNo.: G000~G999				
カレンダータイマ	精度: ±40秒/月(25℃)、バックアップ: 1次リチウム電池(寿命5年以上、25℃)					
データ バックアップ	画面データ	フラッシュROM 100000回書き換え可能				
	記録データ	SRAM バックアップ: 1次リチウム電池				

図 6-9 タッチパネルのスペック

上記のタッチパネルにて、下記の項目の表示と設定を検討した。

① 表示項目

a. 発電電力 b. 発電機電圧 c. 発電機電流 d. 使用流量

e. 電力量 f. GV開度 g. CV開度 h. 運転時間

② 設定項目

- a. 流量とガイドベーン(GV)開度による効率カーブの4点（折れ点）入力
- b. 流量と整流板(CP)開度による効率カーブの4点（折れ点）入力
- c. 流量設定
- d. 流量制御不感帯値
- e. 制御間隔

3. マルチトランスデューサ



図 6-10 マルチトランスデューサ

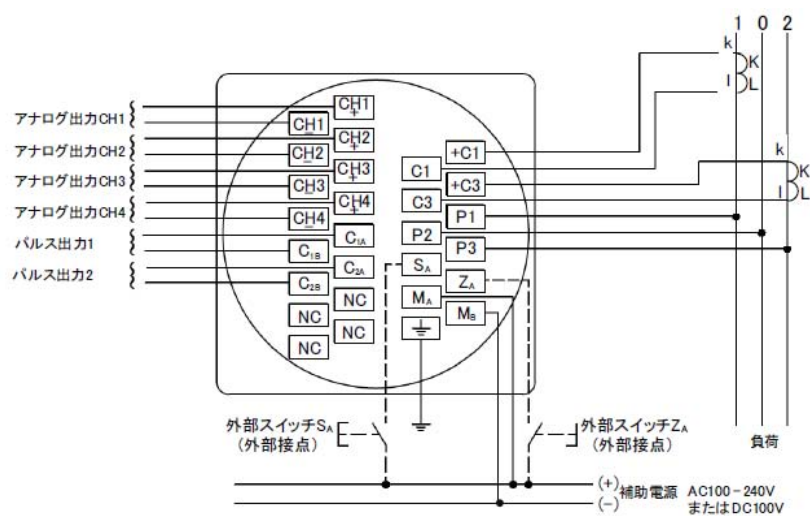


図 6-11 接続ダイアグラム

形名		ME110SSR		
相線		三相 3 線、単相 3 線、単相 2 線 共用		
計器定格		AC5A または AC1A(AC1A 品は特殊対応)		
		電流		
		電圧		
周波数		AC110V、220V 両用 ただし、単相 3 線は AC220V(110/220)のみ		
項目		デジタル表示	アナログ出力	パルス出力
計測要素	交流電流(A)	階級 0.5	階級 0.5	—
	交流デマンド電流(DA)			
	交流電圧(V)			
	電力(W)			
	デマンド電力(DW)			
	無効電力(var)	階級 2.0	階級 2.0	—
	力率(cosφ)			
	周波数(Hz)			
	電力量(Wh)受電、送電			
	無効電力量(Varh)			
	受電進み、受電遅れ	階級 0.5	階級 0.5	—
	送電進み、送電遅れ			
	高調波電圧、高調波電流			
	CO ₂ 排出量			
運転時間				
アナログ出力応答時間		2 秒以下、高調波電圧、高調波電流:10 秒以下		
動作方式		A、V:実効値演算、W、var、Wh、Varh:デジタル集算、cosφ:電力比演算、Hz:ゼロクロス、高調波:FFT 熱動形演算		
表示方法	表示器	LED バックライト付き LCD		
	表示桁数 または セグメント数	デジタル部	上段表示部:4 桁、中段表示部:6 桁、下段表示部:6 桁 交流電流、交流電圧、電力、無効電力、力率:4 桁 周波数:3 桁 電力量、無効電力量:6 桁 高調波率、含有率:3 桁 高調波実効値:4 桁 外部接点入力/デジタル入力表示:on/off	
		アナログ部	21 セグメントバーグラフ、22 セグメント指針	
	表示更新時間間隔	0.5 秒、1 秒(選択)		
アナログ出力		出力仕様(負荷) DC4-20mA(0~600Ω)または DC0-5V/1-5V(5kΩ~∞) (発注時指定) 出力リップル 階級指針の 2 倍(α-p)以内(スリブノイズを除く)		
警報出力		警報出力信号 無電圧 a 接点 接点容量 抵抗負荷:AC250V 1A DC100V 0.1A		
パルス出力		スイッチの種類 半導体リレー/無電圧 a 接点 接点容量(抵抗負荷) AC110V 0.1A/漏れ電流 15μA、DC100V 0.1A/漏れ電流 1μA		
デジタル入力		パルス幅 0.125 秒、0.5 秒、1.0 秒 入力仕様 DC19~30V		
停電検出		不揮発性メモリ使用(項目:設定値、最大/最小値、電力量、無効電力量)		
消費 VA	電圧回路	各相 0.1VA、0.2VA(220V ダイレクト入力時)		
	電流回路	各相 0.1VA		
	外部スイッチ(S、Z)用電源	各相 0.2VA(AC110V 時)、0.5VA(AC220V 時)、0.2W(DC100V 時)		
	補助電源回路	8VA(AC110V 時)、9VA(AC220V 時)、6W(DC100V 時)		
	デジタル入力回路	DC19~30V 7mA以下(ME110SSR-BH、ME110SSR-CHのみ)		
外部スイッチ(S、Z)用電源		AC100-240V(+10%、-15%)、DC75-140V		
補助電源		AC100-240V(+10%、-15%)、DC75-140V		
質量		0.5kg		
外形寸法		110(H)×110(W)×98(D)		
商用周波数耐電圧		電気回路一括 — 外箱間		AC200V(50/60Hz) 1 分間
		電流回路・電圧回路一括 — 補助電源一括*1間		
		電流回路・電圧回路・補助電源一括*1 — 出力回路一括間		
		電圧回路一括 — 電流回路一括間		
		電流回路・電圧回路・補助電源一括*1 — デジタル入力一括*2間		AC150V(50/60Hz) 1 分間
		アナログ出力一括 — 警報出力一括間		
		パルス出力一括 — 警報出力一括間		
		アナログ出力一括 — パルス出力一括間		
		デジタル入力一括*2 — 警報出力一括間		
		警報出力一括 — 通信出力一括間		
絶縁抵抗		上記と同じ箇所にて 10MΩ 以上(DC500V)		
使用温度範囲		-5~+50℃(日平均使用温度 35℃以下)、30~85%RH 以下 ただし結露しないこと		
保存温度範囲		-20~+60℃		
取付方法		取付ねじ方式		

図 6-12 マルチトランスデューサのスペック

4. 単相インバータ



図 6-13 単相インバータ

項 目		仕 様										
電源系列		単相200V						単相100V(*12)				
形 式 (FRN□□□C1S-□□)		FRN0.1 C1S-7J	FRN0.2 C1S-7J	FRN0.4 C1S-7J	FRN0.75 C1S-7J	FRN1.5 C1S-7J	FRN2.2 C1S-7J	FRN0.1 C1S-6J	FRN0.2 C1S-6J	FRN0.4 C1S-6J	FRN0.75 C1S-6J	
標準適用モータ(kW) (*1)		0.1	0.2	0.4	0.75	1.5	2.2	0.1	0.2	0.4	0.75	
出力 定格	定格容量(kVA) (*2)	0.3	0.57	1.1	1.9	3.0	4.1	0.26	0.53	0.95	1.6	
	電圧(V) (*3)	3相, 200V/50Hz, 200V, 220V, 230V/60Hz										
	定格電流(A) (*4)	0.8 (0.7)	1.5 (1.4)	3.0 (2.5)	5.0 (4.2)	8.0 (7.0)	11.0 (10.0)	0.7	1.4	2.5	4.2	
	過負荷電流定格	定格出力電流の150%-1min 200%-0.5s										
	定格周波数(Hz)	50, 60Hz										
入 力 電 圧	相数・電圧・周波数	単相, 200~240V, 50Hz/60Hz						単相, 100~120V, 50Hz/60Hz				
	電圧・周波数許容変動	電圧: +10~-10% 周波数: +5~-5%										
	瞬時電圧低下耐量(*5)	165V以上では運転を継続します。 定格入力状態から165V未満に電圧低下の場合は, 15ms間運転を継続します。						85V以上では運転を継続します。定格入力状態から 85V未満に電圧低下の場合は, 15ms間運転を継続します。				
	定格入力電流(A) (*6)	(DCR付き)	1.1	2.0	3.5	6.4	11.6	17.5	2.2	3.8	6.4	12.0
		(DCRなし)	1.8	3.3	5.4	9.7	16.4	24.8	3.6	5.9	9.5	16.1
	所要電源容量(kVA) (*7)		0.3	0.4	0.7	1.3	2.4	3.5	0.3	0.5	0.7	1.3
制 動	制動トルク(%) (*8)	150				100		50		30		150
	制動トルク(%) (*9)	-			150			-			150	
	直流制動	制動開始周波数: 0.0~60.0Hz, 制動時間: 0.0~30.0s, 制動動作レベル: 0~100%										
	制動トランジスタ	-			内蔵			-			内蔵	
保護構造(IEC60529)		IP 20 閉鎖形, UL open type (*11)						IP20				
冷却方式		自 冷				ファン冷却		自 冷				
質 量(kg)		0.6	0.6	0.6	0.8	1.7	2.3	0.6	0.6	0.7	1.2	

図 6-14 単相インバータのスペック

現在, 単相 100V 100W 程度のインバータを検討している。

6.2 結言

本章では，実用化に向けた準備として，整流板の準備と取付角の制御について述べた．

- (1) 各開度での性能を確認できるものとして，可動式整流板を提案した．
- (2) とくに，軸強度およびかじりが懸念されることから，整流板の形状と材質の選定方について述べた．
- (3) 制御については，ガイドベーン開度 60%以下となった場合の低流量域の調整法について構築した．

第7章 結論

7.1 本研究で得られた結果

本研究では、従来ほとんど研究されていないクロスフロー水車の低流量運転における効率向上を目的とした。このため、従前技術で最高効率となるようなモデルクロスフロー水車を準備し、性能の確認実験を行った。まず、その第一段階として、実験と数値シミュレーションを行い、モデルクロスフロー水車として、十分妥当な水車を有することを確認した。そこで、このモデル水車を用いて、流量変化に伴うランナまわりの流れと性能の関係を把握し、低流量運転時での効率低下の原因を抽出し、二つの改善策を提案した。以下に、本研究で得られた結果を具体的に示す。

(1) インナーガイドの効果

まず最初、コアンダ効果を利用したインナーガイドを用い、羽根に対し理想的な迎え角を与えることで、流れの改善を図り効率向上を試みた。その結果、インナーガイドの取付け角が $\theta_{IG}=220^\circ$ が良好であったが、インナーガイド無に比べ、若干水車効率は減少した。とくに、回転速度が小さい領域になると水車効率の減少が顕著である。これは、再流入する際、 β_2 が正の方向に小さくなり、水の流れがインナーガイドに衝突し、損失が増加したものであると言える。また、ランナ出口における廃棄損失が、最も少ない流れ角 -90° で流出するのが理想的であるが、インナーガイドの抵抗の影響で、 $\theta = 230^\circ$ 付近では α_3 が小さくなっている。これは、第 2 段の再流入の際に生じる衝突損失で、Section 3 の

絶対速度 v_3 が減少したためと考えられる。こうしたことから、インナーガイドによる水車効率の改善が見られなかった。

(2) ガイドベーンの改良による効率向上の試み

ガイドベーンを改良し、ガイドベーンと整流板を分割した構造にした。ガイドベーン腹側（ランナ側）と背側の 2 つの流路を完全に分割することで、 $0 < \theta < 30^\circ$ での周方向速度成分を強制的に流入させ、常に $S_0/R_1\delta$ の関係を成立させてトルクの一様性を確保し、かつ中心角 θ が小さい領域で流入させる流量を増やすことで、横断流の割合を増加させる効果を期待するものである。

まず整流板の取付位置を定めるに当たり、2 種類の整流板 A および B を用いた。それは、効率が低下し始める $GO=60\%$ からの中央値となる $GO=40\%$ での δ 理想値となる $\theta=31^\circ$ の取付位置を整流板 A とした。もう一方の整流板 B は、Section 1 での絶対流れ角 α_1 が、マイナス側（ランナ外向き）に極大となるため、ここでの流れ方向を改善することを試みた。その結果、整流板 A はガイドベーン開度 $GO=55\%$ 以下で水車効率を向上させることができた。すなわち、低流量運転における効率向上に寄与することを明らかにした。しかし、整流板 B は $40\% < GO < 60\%$ の範囲で水車効率は幾らか向上させることができたが、整流板 A に比べ、低流量域での効率低下が顕著であった。

以下に、整流板 A の効果について、簡潔に述べると次のようになる。

- ・ ガイドベーン腹側（ランナ側）・背側の流れの衝突がなくなったこと。

- ・ $0 < \theta < 30^\circ$ での v_θ 成分を回収したこと.
- ・ ガイドベーン腹側（ランナ側）に常に $S_0/R_1\delta$ の関係を維持できるような流路を形成したことで、 $S_0/R_1\delta=0.29$ となるとき流れが一様になり、0.29 に近いほど水力効率が高くなることを明らかにした.
- ・ $GO=60\%$ 以下の低流量時に効率の向上がみられた. とくに、 $GO=20\%$ では整流板の無いものと比較して 1.2 倍の効率の向上がみられた.
- ・ θ の小さい領域で流入させることで、反転流の割合が減じ、より周方向速度成分をランナが吸収することができるようになることを明らかにした.

以上のことから、実用化に向けた整流板の製作法および制御について、簡潔に述べると次のようになる.

- ・ 各開度での性能を確認できるものとして、可動式整流板を提案した.
- ・ とくに、軸強度およびかじりが懸念されることから、整流板の材質を非鉄材とし、ガイドベーンはステンレス鋼を提案した.
- ・ 制御については、ガイドベーン開度 60%以下となった場合の低流量域の調整法について構築した.

総括として、本研究では低流量域における水車効率向上のために、インナーガイドと整流板を提案し、インナーガイドによる効率向上は見られなかったが、整流板は低流量域において大きな効果がみられた. これを踏まえて次項に将来への展望を述べる.

7.2 将来への展望

従来型のクロスフロー水車は、変落差特性において、設計落差の 50%程度までの落差が有効落差とされ、それ以下での運転はされていないのが現状である。とくに、低落差での水車効率が極端に悪くなる。これは、ランナ入口の絶対速度が小さくなり、ランナ入口角度 β_1 が大きくなり、ランナ入口部の衝突損失により効率低下を招く。

こうしたことから、ガイドベーンに整流板を取り付けることで、低落差運転に幅を持たせ、水車効率の向上が可能と考える。

また、従来型のクロスフロー水車は、高効率運転の時、大小 2 枚のガイドベーンを持たせ、低流量時には小ガイドベーンでの運転を行い、効率低下を極力避けた運転をされている。本研究の成果で、ガイドベーンに整流板を取り付けることで、ガイドベーンを 1 枚で運転可能となり、2 枚時に比べ、ランナが分割運転されないで、流入しないランナの風損がなくなる。従って、効率低下の要因がなくなり、効率向上に寄与するものと考ええる。また、構造の簡素化にもなり経済的な水車にもなり得る。

7.3 実機水車の紹介

最後に、実機水車での実証試験の状況を紹介する。

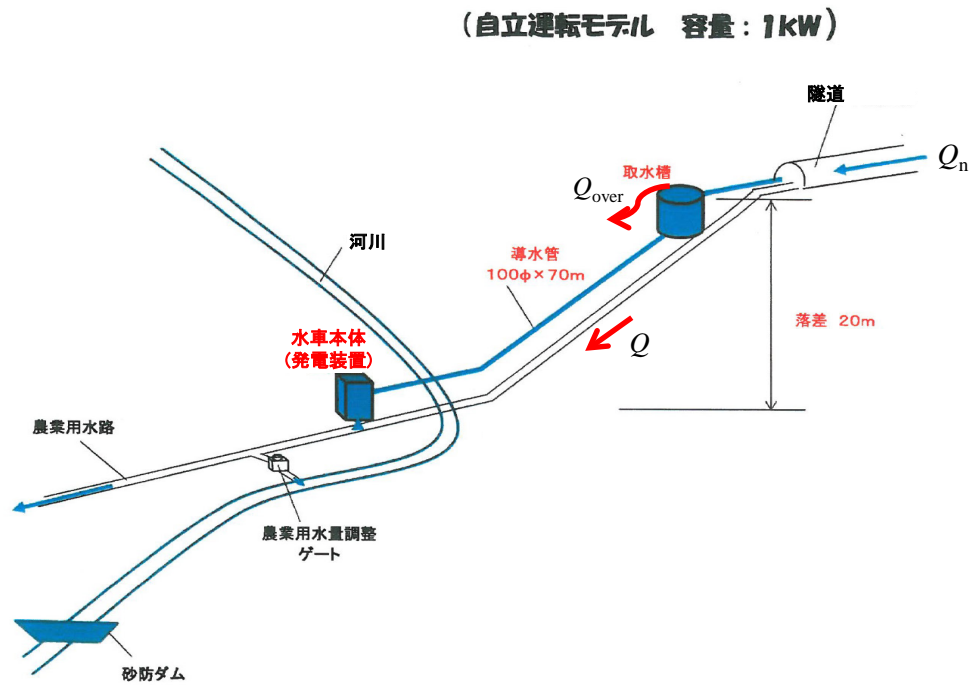


図 7-1 実機クロスフロー水車の発電構成

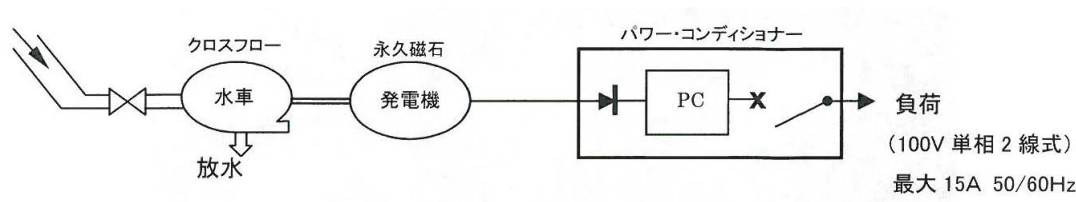


図 7-2 実機水車による水力発電システムの機器構成

図 7-1 実機クロスフロー水車の発電構成に、実機水車を用いた流れ込み式に

よるピコ水力発電システムの構成を示す．ここで， Q_n は水車に利用可能な自然流量で， Q_{over} は Q_n が水車の流量 Q より大きくなった場合，導水管に取入れられずに取水槽よりオーバーフローした水量を示す．

図 7-2 実機水車による水力発電システムの機器構成に，実機水車による水力発電システムの機器構成を示す．

発電機は永久磁石式を採用し，発電した電力 AC3 相を DC に変換し，パワーコンディショナーに接続させる．さらに，パワーコンディショナーにて AC100V に変換して負荷側に供給する構成となっている．

以下に実証試験の状況写真を紹介する．



図 7-3 取水口トンネル



図 7-4 取水室



図 7-5 導水路と水車



図 7-6 負荷ランプ

以上のような、コンパクトで軽量かつ持ち運び可能なクロスフロー水車が開発されている。なお、この水車は整流板を設けてないものであり、将来的には整流板を設けた実証試験を再度行い、効率向上を目指すものである。

今後も土木設備を必要としない水力発電設備を普及させることで、少しでも環境問題などに貢献できることに期待したい。

謝辞

本研究を進めるに当たって終始懇切な御指導，御鞭撻を賜わった，九州工業大学教授 梅景俊彦博士 ならびに 金元敏明博士に厚く御礼申し上げます。とくに，金元敏明博士には，様々な問題に直面した際に，多くの御意見を賜り，また，研究者としての心構えについても御助言を賜りました。心から深く御礼申し上げます。

また，本論文をまとめるに際し，御校閲と御検討を賜りました九州工業大学教授 秋山壽一郎博士 ならびに 宮崎康次博士，九州工業大学准教授 平木講儒博士には，本研究に対して有益な議論と御協力を頂きました。ここに謹んで深く感謝の意を表します。

研究を遂行する上において，韓国木浦大学教授 崔永都博士には，数値シミュレーションの御支援を頂きました。また，湘南工科大学教授 北洞貴也博士には，懇切な御助言を頂きました。これらの諸氏に対し厚く御礼申し上げます。

また，九州工業大学ターボ機械研究室 大学院生 本田丈卓氏，ターボ機械研究室の卒業生 荻野智宏修士，山崎啓介修士には，実験や計算の御支援やデータ整理等の御協力を頂きました。これらの諸氏に対し深く感謝致します。

また，本研究を遂行する上において，田中幸太社長をはじめとする田中水力株式会社の役員並びに社員の方々にも深く感謝いたします。

さらに，九州工業大学ターボ機械研究室の皆々様方と御一緒に研究する機会

に恵まれたことに感謝申し上げます。

最後に、私の研究について理解を示し、協力してくれた妻と子供たちに感謝の意を込めて、御礼申し上げます。

2013 年（平成 25 年） 12 月

國分 清

参考文献

- [1] 高橋 裕, 河川工学, 東京大学出版会, 1990.
- [2] 電力中央研究所報告, No.578001, 1978.
- [3] 経済産業省, エネルギー白書 2013.
- [4] 水力発電に関する研究会中間報告参考資料, 資源エネルギー庁, 2007.
- [5] (財) 電力中央研究所, 日本の発電技術のライフサイクル CO2 排出量評価, 2012.
- [6] 環境省地球環境局地球温暖化対策課, 平成 23 年度 再生可能エネルギーに関するゾーニング基礎情報整備報告書, 2012.
- [7] 新エネルギー・産業技術総合開発機構, マイクロ水力発電導入ガイドブック, 2003.
- [8] 小林 久, 農山村の再生と小水力から見る小規模分散型エネルギーの未来像, 2011-6.
- [9] 伊藤 康, “小水力発電の現状・意義と普及のための制度面での課題,” 科学技術動向, 5 号, 2012-6.
- [10] 井上素行・白石栄一, “再生可能エネルギーとしての新たな時代の水力,” 科学技術動向, 108 号, 2010-3.
- [11] (財) 新エネルギー財団, ハイドロバレー計画ガイドブック, 経済産業省資源エネルギー庁, Ed., 2004.
- [12] ターボ機械協会, ハイドロタービン, 日本工業出版株式会社, 1991.

- [13] 土地改良技術情報センター，鋼構造物計画設計技術指針（小水力発電設備編），農業土木機械化協会，p.96, 1986.
- [14] 電気学会 電力・エネルギー部門 電力技術委員会，“中小水力発電所の新技術の動向に関する調査報告，” 電気学会技術報告，1226 号，2011-6.
- [15] 福富・他 2 名，“クロスフロー水車のノズルからの噴流に関する研究”，日本機械学会論文集（B 編），50 巻 459 号，pp.2790-2794. 1984.
- [16] 豊倉・他 3 名，“貫流水車に関する研究”，日本機械学会論文集（B 編），51 巻 461 号，pp.143-151，1985.
- [17] 山部・他 3 名，“貫流水車の水力特性に関する研究（第 1 報，アスペクト比 0.50 水車）”，日本機械学会論文集（B 編），51 巻 472 号，pp.3928-3936，1985.
- [18] 福富・他 3 名，“クロスフロー水車に関する研究（ノズル出口弁による流量・出力制御）”，日本機械学会論文集（B 編），52 巻 473 号，pp.401-406，1986.
- [19] 福富・他 2 名，“クロスフロー水車に関する研究（羽根枚数および羽根出口角の影響）”，日本機械学会論文集（B 編），52 巻 473 号，pp.407-412，1986.
- [20] 豊倉・他 3 名，“貫流水車に関する研究（続報，低落差への適用）”，日本機械学会論文集（B 編），53 巻 491 号，pp.2078-2084，1987.
- [21] 北洞・他 3 名，“低落差貫流水車の性能向上への一寄与”，ターボ機械，

第 18 巻第 2 号, pp.73-78, 1989.

- [22] 福富・他 1 名, “クロスフロー水車性能に及ぼす羽根車とノズルのすきまの影響”, 日本機械学会論文集 (B 編), 56 巻 529 号, pp.2658-2664, 1990.
- [23] 福富・他 3 名, “クロスフロー水車の羽根に働く流体力”, 日本機械学会論文集 (B 編), 59 巻 561 号, pp.1640-1645, 1993.
- [24] 北洞・他 2 名, “低落差貫流水車に関する研究 (ランナ経が効率に及ぼす影響)”, 日本機械学会論文集 (B 編), 61 巻 585 号, pp.1744-1749, 1995.
- [25] 北洞・他 2 名, “低落差貫流水車のラジアルスラスト”, 日本機械学会論文集 (B 編), 61 巻 588 号, pp.3012-3017, 1995.
- [26] 趙・他 3 名, “低落差貫流水車のマイクロ水力発電への適用 (水車構造の簡素化と性能向上)”, 日本機械学会論文集 (B 編), 67 巻 664 号, pp.3134-3139, 2001.
- [27] 福富, “マイクロ水力発電用クロスフロー水車の特性と内部流れ,” ターボ機械, 28 巻 3 号, pp.29-35, 2000.
- [28] 福富・他 2 名, “クロスフロー水車のノズルからの噴流に関する研究,” 日本機械学会論文集 (B 編), 50 巻 459 号, pp.2790-2794, 1984.
- [29] 豊倉・他 1 名, “貫流水車,” エネルギー・資源, pp.234-239, 1983.